



Universidad  
Carlos III de Madrid  
[www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)

# TRABAJO DE FIN DE GRADO

**Título:** Dimensionado de una instalación solar para Agua Caliente Sanitaria en Toledo.

**Autor:** Alberto del Cerro Alguacil.

**Titulación:** Grado en ingeniería mecánica.

**Profesor:** Pedro Acisclo Rodríguez Aumente.

**Fecha:** 19 de Junio de 2014.

Este Trabajo Fin de Grado tiene un propósito exclusivamente académico, que se concreta en probar la capacidad de su autor para hacer aplicación y síntesis de los conceptos y técnicas aprendidos durante la realización de los estudios tendentes a la obtención del Título de Grado en Ingeniería Mecánica de acuerdo a los requisitos de la UC3M. Por dicho motivo, no se autoriza su utilización por personal ajeno a la realización del mismo, no haciéndose ni su autor ni su director o tutor, responsables de los daños y perjuicios directos o indirectos que pudiera ocasionar la aplicación de los conceptos, técnicas, metodologías y/o resultados en él contenidos.

## Índice

Resumen/Abstract.....	4
1. Introducción/Introduction .....	5
2. Descripción de la vivienda que albergará la instalación.....	6
3. Esquema de la instalación.....	12
4. Dimensionado de la superficie de captación.....	14
4.1. Ensayo de Rendimiento térmico de captadores de calentamiento de líquido según norma UNE-EN-12975-2-2006 [5] .....	15
4.2. Cálculo de pérdidas por orientación, inclinación y sombras.....	20
4.3. Captador utilizado .....	26
4.4. Fluido caloportador.....	27
4.5. Cálculo de la radiación que llega a la superficie de captación .....	28
4.6. Cálculo de la contribución solar a partir de la curva de normalización del captador (sin pérdidas en el resto de la instalación).....	37
4.7. Resultados .....	42
5. Elementos principales del circuito primario .....	48
5.1. Tuberías y coquillas.....	49
5.2. Disipador estático .....	53
5.3. Bomba.....	55
5.4. Vaso de expansión .....	60
5.5. Intercambiador de calor .....	64
6. Elementos del circuito secundario.....	72
6.1. Bomba del circuito secundario .....	73
6.2. Acumulador solar .....	75
7. Dimensionamiento del sistema auxiliar.....	76
8. Sistema de control .....	80
9. Análisis económico .....	82
10. Impacto medioambiental evitado .....	85
11. Conclusiones/Conclusions .....	87
Anexo A .....	89
Anexo B .....	92
Índice de figuras .....	93
Bibliografía.....	95

## Resumen/Abstract

En este trabajo de fin de grado se dimensionan la instalación solar para agua caliente sanitaria de una vivienda unifamiliar en la localidad de Bargas (Toledo). Para lograr este objetivo se sigue lo estipulado en la sección HE4 del documento básico “HE: Ahorro de energía” del Código Técnico de la Edificación. Tras el cálculo propiamente dicho de los elementos de la instalación se hace un análisis económico y medioambiental de la instalación. Al final del documento se valoran los resultados obtenidos.

In this final degree project the solar installation for sanitary hot water of a single-family house located in Bargas (Toledo) is calculated. To achieve this goal we followed the section HE4 of the basic document “HE: Ahorro de energía” which is part of “Codigo Tecnico de la Edificación”. After calculating each component of the equipment an economic analysis and environmental analysis of the installation is made. At the end of the document the results obtained are assessed.

## 1. Introducción/Introduction

El objetivo de este trabajo de fin de grado es dimensionar la instalación de agua caliente sanitaria de una vivienda unifamiliar situada en la localidad de Bargas, provincia de Toledo. Dicha instalación debe cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía para lo cual se seguirá la sección HE4 del documento básico “HE: Ahorro de Energía” [1] presente en el Código Técnico de la Edificación. Los pasos que se van a seguir para conseguir este objetivo son:

- En primer lugar, se describirán los aspectos de interés de la vivienda para la instalación que se va a realizar.
- En segundo lugar, se presentará en esquema de la instalación, en el que se citan los elementos principales de esta que posteriormente se dimensionarán, así como los distintos circuitos de los que consta.
- A continuación, se procederá a dimensionar la superficie de captación necesaria. En este apartado, además, se describirá someramente el ensayo normalizado de rendimiento térmico en el caso de captadores solares con cubierta.
- Seguidamente, se calculará el resto de los equipos que forman parte de la instalación
- Finalmente, se realizará un análisis económico y se calculará el impacto medioambiental evitado.

The goal of this final degree project is calculate the sanitary hot water installation of a single-family house located in Bargas (Toledo). This installation must satisfy the basics energy saving requirements by follow the section HE4 of the basic document “HE: Ahorro de energía” [1] which is part of “Codigo Técnico de la Edificación”. The steps to get this goal are:

- First: describe the single-family house features that are important to calculate the requirements of the installation.
- Second: Submit the installation scheme where the main components and the circuits of the installations will be identified.
- Third: Calculate the collecting surface. Also in this paragraph will be an overview of the test method used to evaluate the thermal efficiency of solar collectors with cover.
- Fourth: The rest components of the equipment will be calculated.
- Finally, an economic analysis and environmental analysis of this installation will be done.

## 2. Descripción de la vivienda que albergará la instalación

La vivienda en cuestión es una vivienda unifamiliar de nueva construcción que consta de semisótano, planta baja y planta primera. Está situada en Bargas (39° 56'29" latitud norte) población que dista 7 Kilómetros de Toledo.

La radiación solar global media diaria anual de Toledo es 5 Kwh/m<sup>2</sup> (según el documento "Atlas de radiación solar en España utilizando datos del SAF de clima de EUMETSAT" [2]) lo que significa que se encuentra, según la sección HE 4 de [1], en la zona climática 5.

En cuanto a la cubierta, sobre ella no se proyecta ninguna sombra a lo largo del día y sus vertientes tienen una pendiente del 38% y la orientación mostrada en la figura 1.

Como se puede ver en los planos de distribución (figuras 2, 3 y 4) la vivienda dispone de tres dormitorios. Según establece la sección HE4 de [1], para el dimensionamiento de la instalación se ha de tener en cuenta que, como mínimo, viven 4 personas en la casa y que cada persona consume diariamente un mínimo de 28 litros de agua a 60°C, lo que resulta en una demanda total mínima de agua a 60°C de 112 litros por día.

Debido a que la casa se encuentra en la zona climática 5 y que la demanda de ACS total prevista se encuentra entre 50 y 5000 litros diarios, la contribución solar mínima es del 60%.

La temperatura de referencia a la que se demanda agua (60°C) ha de conseguirse en el acumulador final, que formará parte del equipo auxiliar que irá situado en la planta baja, como puede verse en el plano de fontanería de dicha planta (figura 5).

La situación del resto de los elementos se dirá en su apartado correspondiente, aunque se adelanta que varios de ellos irán situados en la despensa que está dentro de la cocina (figura 3).

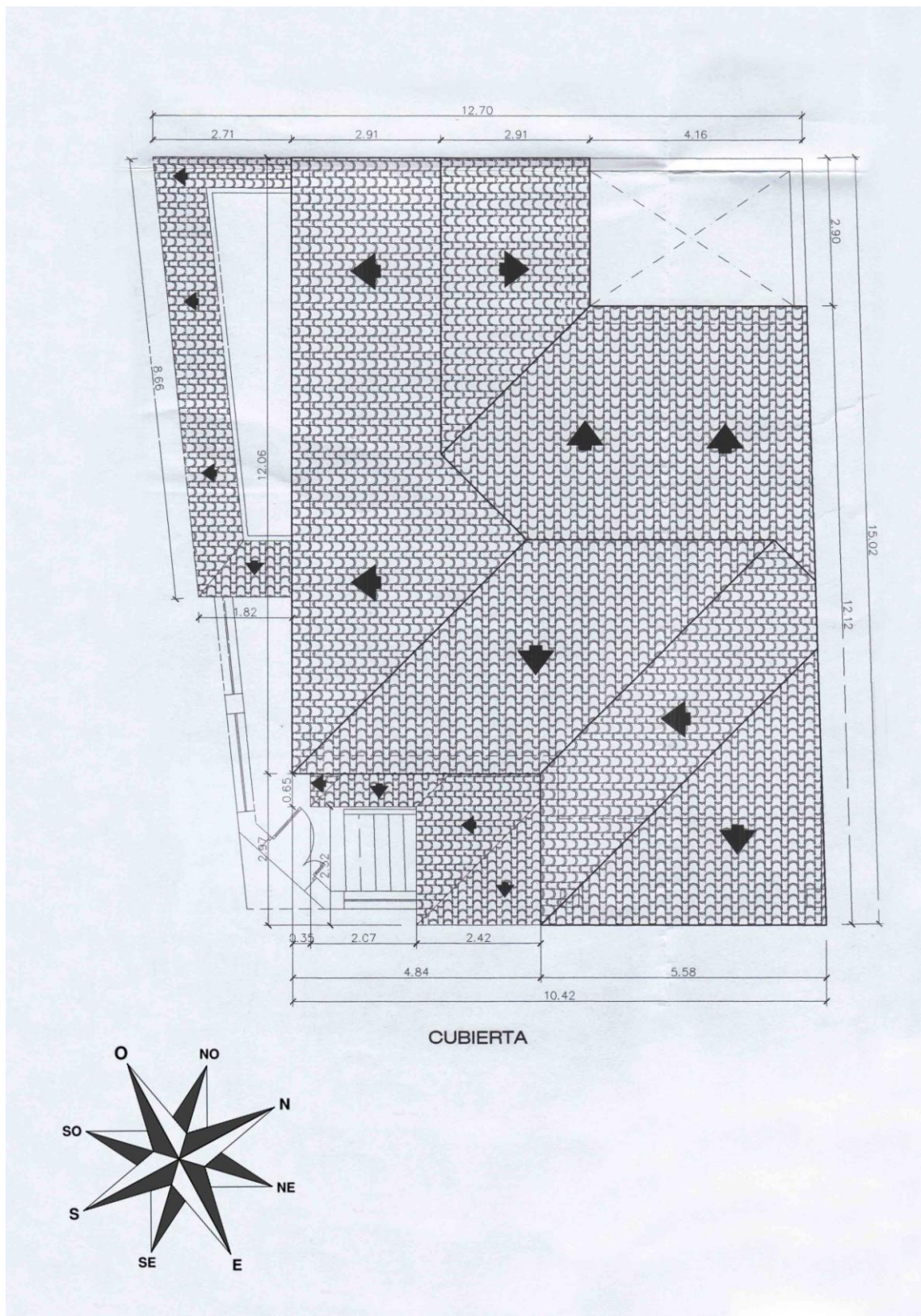


Figura 1: Cubierta de la vivienda [3]



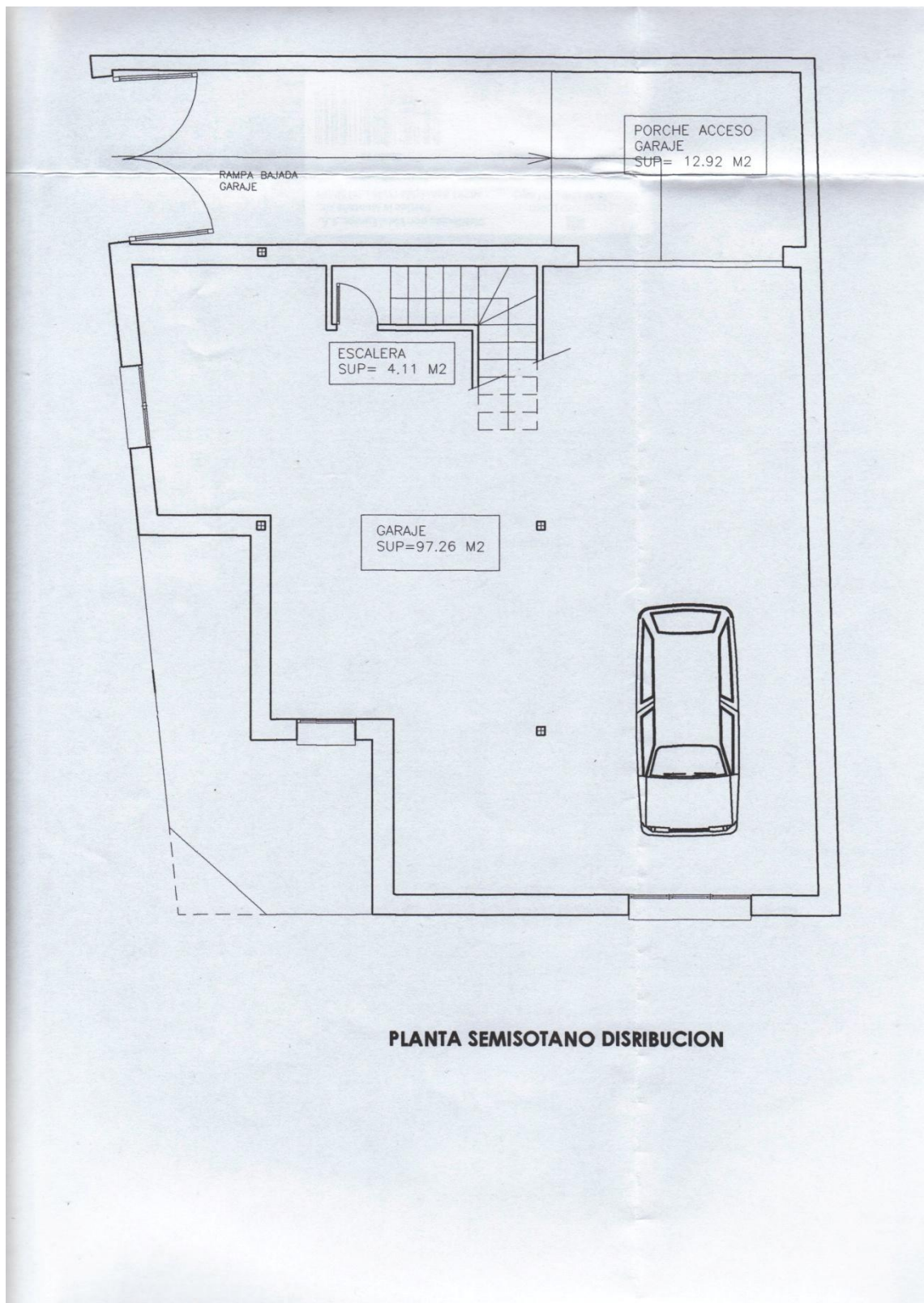
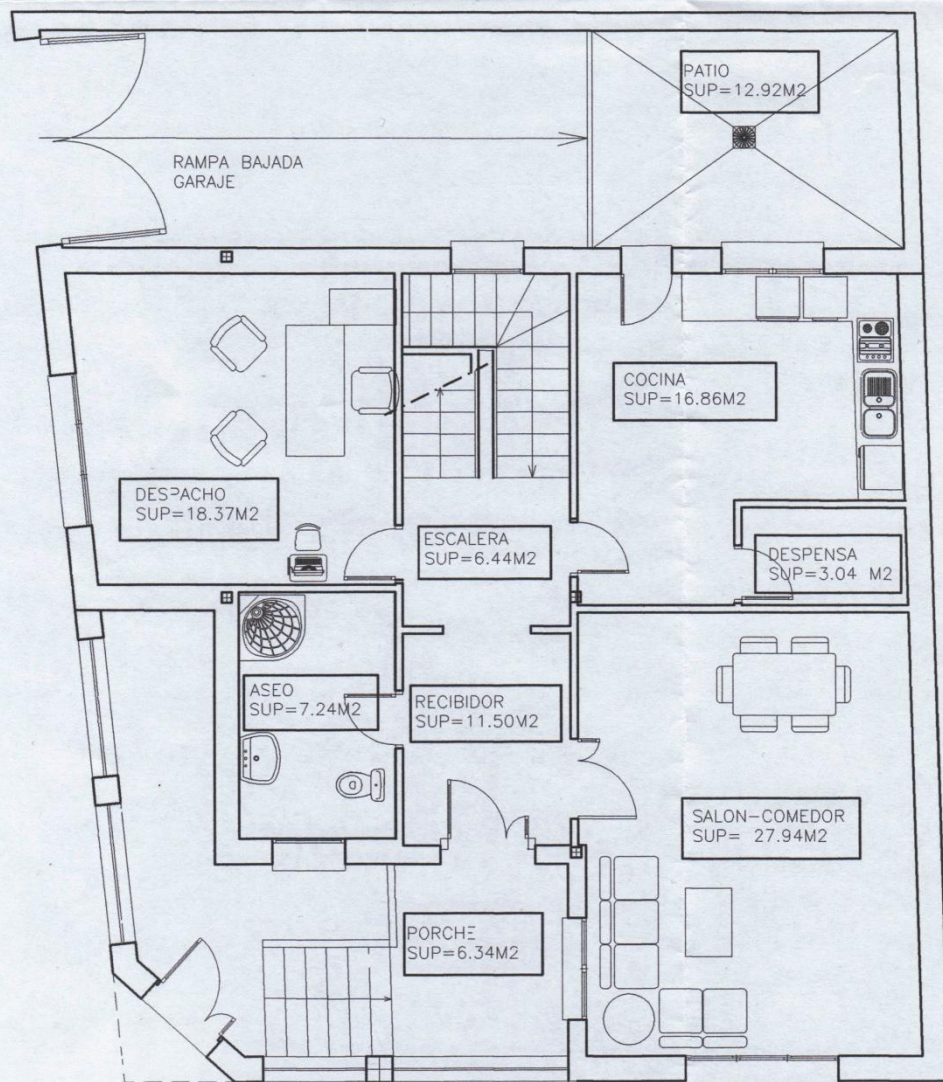


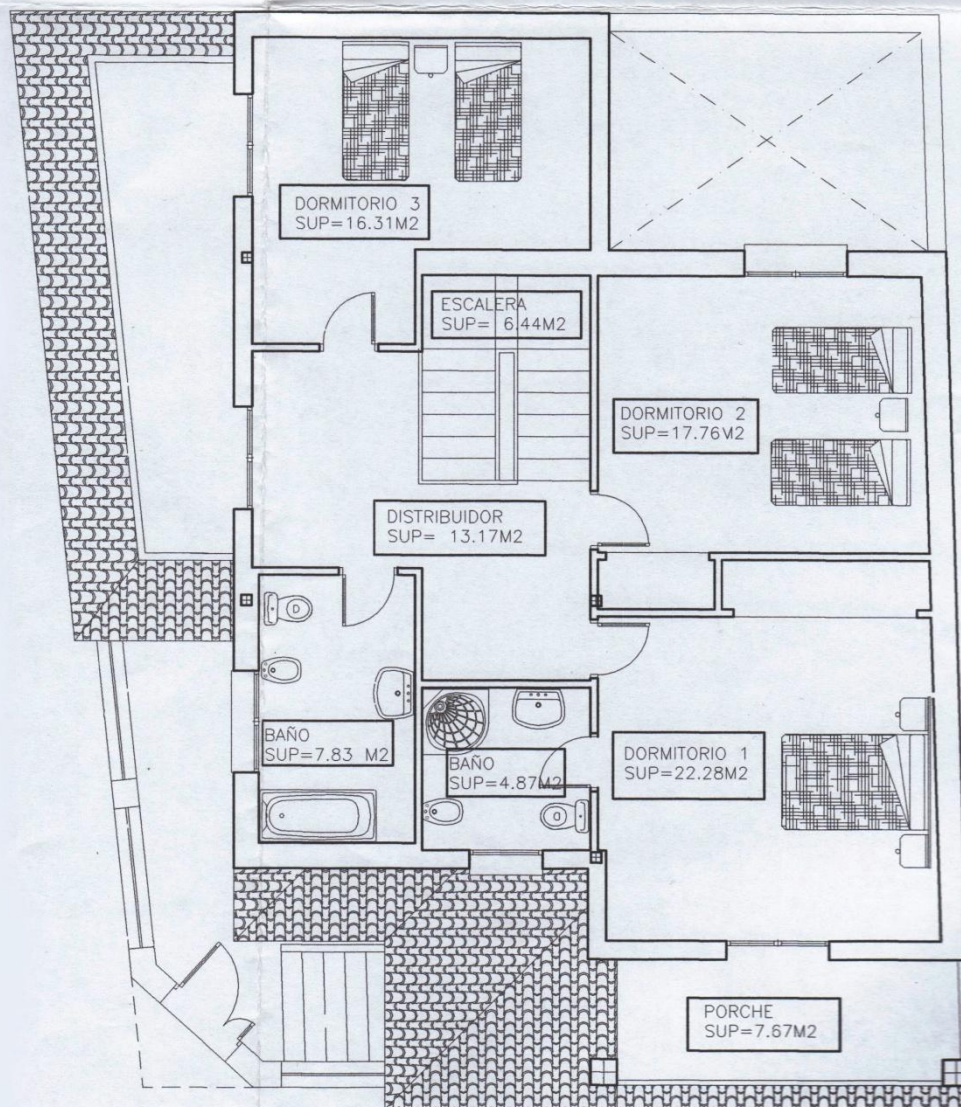
Figura 2: Distribución del semisótano [3]





PLANTA BAJA DE DISTRIBUCION

Figura 3:Distribución de la planta baja [3]



PLANTA PRIMERA DE DISTRIBUCION

Figura 4: Distribución de la primera planta [3]



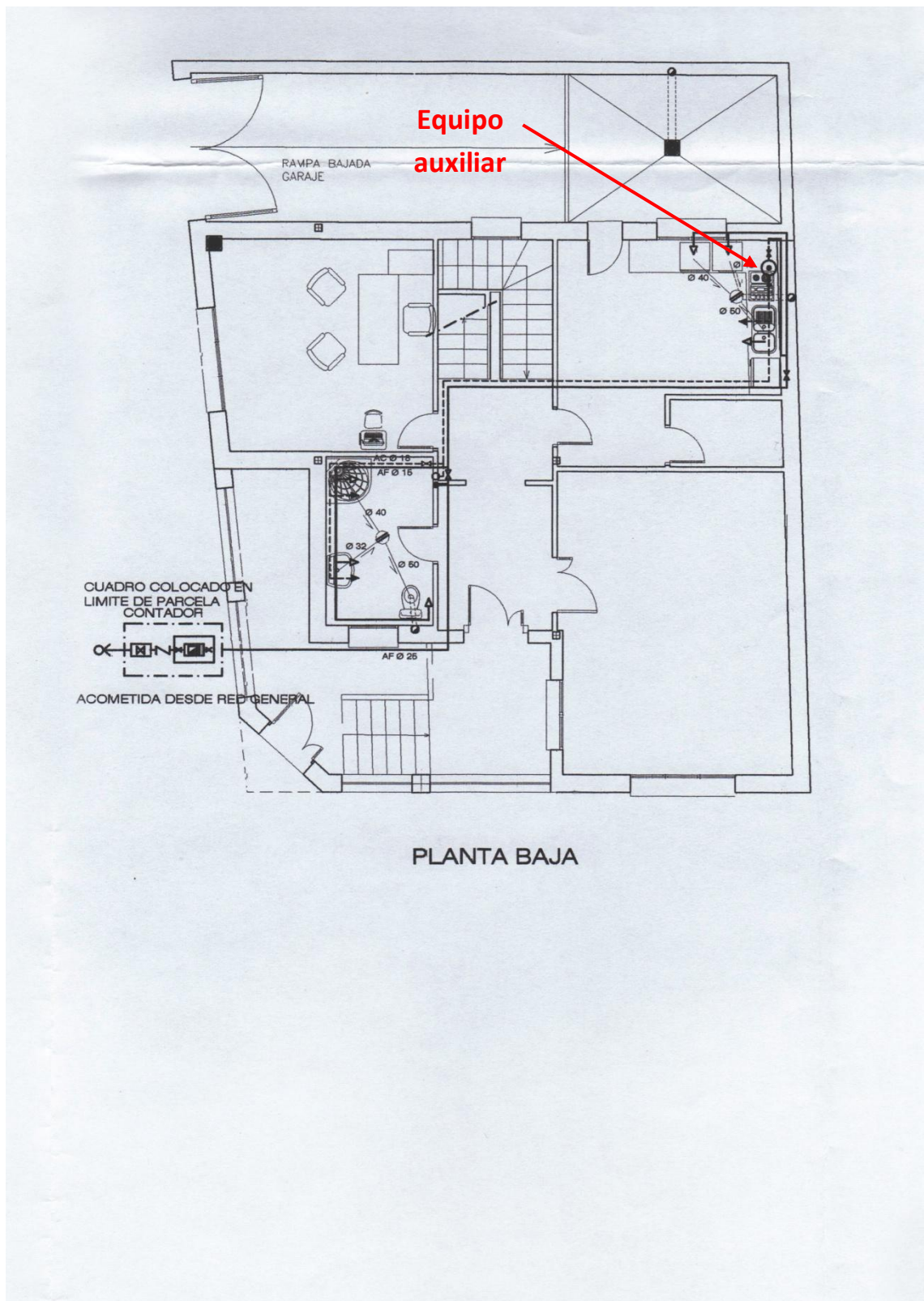


Figura 5: Plano de fontanería de la planta baja [3]

### 3. Esquema de la instalación

El esquema de la instalación puede verse en la imagen y consta de circuito primario, circuito secundario y circuito de consumo. Este esquema es el más utilizado en instalaciones de este tipo. A continuación se mencionan sus componentes principales:

- Captador/es solares: Serán los encargados de transformar la radiación solar incidente en energía térmica.
- Intercambiador de calor: Realiza la transferencia de calor entre el fluido del circuito primario y del secundario.
- Acumulador: Acumula energía térmica en forma de agua caliente
- Bombas de circulación: Hacen circular a los fluidos del circuito primario y secundario.
- Equipo de energía convencional: Se utilizará para complementar la contribución solar
- Sistema eléctrico y de control: Encargado de asegurar el correcto funcionamiento de la instalación.

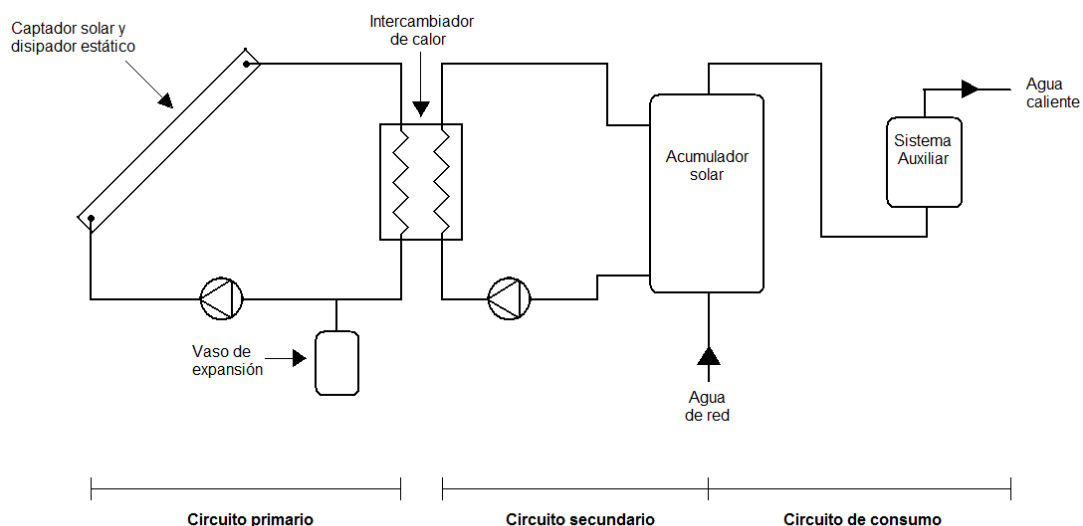


Figura 6: Esquema de la instalación (reproducido a partir de imagen presente en [4])

Aspectos a puntualizar del esquema:

- Al situar el acumulador solar en la cocina, por debajo del captador, que el fluido de trabajo del circuito primario circule por sí solo mediante convección natural se hace imposible, de modo que, obligatoriamente, la circulación debe ser forzada mediante una bomba.
- Debido a que en invierno en Toledo se alcanzan temperaturas bajo cero, el fluido del circuito primario debe ser agua mezclada con anticongelante. El anticongelante utilizado, así como su cantidad en la mezcla será el que aconseje el fabricante de captadores. Una ventaja de no utilizar agua de consumo en el colector es que se reducen los problemas debidos a la corrosión, siempre y

cuando no se supere una temperatura crítica para la cual el anticongelante se descompone, incrementándose en ese caso los problemas de corrosión de forma severa. Por otro lado, no utilizar agua de consumo en los captadores obliga a hacer uso de un intercambiador de calor.

- Para instalaciones de pequeño tamaño, como la que se está tratando aquí, se suele utilizar un interacumulador en lugar de un intercambiador de calor externo y un acumulador. Al utilizar un interacumulador, el precio de la instalación es menor ya que hay que adquirir menos elementos, pero la eficiencia en la transferencia de calor también disminuye. Aquí se ha optado por seguir el esquema de instalación más común para todo tipo de instalaciones.

## 4. Dimensionado de la superficie de captación

Para el cálculo de la superficie de captación lo primero que se ha de considerar es la orientación y la inclinación de dicha superficie.

En el caso que nos ocupa, las posibles orientaciones vienen dadas por las orientaciones de las vertientes de la casa, que son 4 posibles posicionadas a  $90^\circ$  (figura 1). Teniendo en cuenta que la orientación óptima para la superficie de captación es la sur, la vertiente elegida para colocar la/s placa/s termosolares será aquella cuya orientación sea más próxima a esta.

En cuanto a la inclinación, la opción óptima depende del periodo de utilización y/o de la demanda energética: Para una demanda constante anual, la inclinación óptima es la latitud geográfica; para una demanda preferente en invierno, la inclinación óptima es la latitud geográfica más  $10^\circ$  y para una demanda preferente en verano, la inclinación óptima es la latitud geográfica menos  $10^\circ$ . Para este caso, se van a estudiar dos posibles inclinaciones:  $20,8^\circ$ ; que es la pendiente de la cubierta y suele ser la primera opción de instalación en cubiertas inclinadas, y  $55,8^\circ$ ; que es la inclinación total mínima que se puede lograr colocando la/s placa/s termosolares sobre una estructura soporte con inclinación ofertada por el fabricante de captadores. El interés de lograr más inclinación en los captadores surge del hecho de que la inclinación óptima para este caso es  $50^\circ$  (este hecho se justifica en el apartado 4.2)



#### **4.1. Ensayo de Rendimiento térmico de captadores de calentamiento de líquido según norma UNE-EN-12975-2-2006 [5]**

En este apartado se va a explicar someramente en qué consiste el ensayo normalizado de rendimiento térmico en el caso de captadores solares con cubierta (que es el tipo de captadores con el que se trata en este texto) bajo condiciones de estado estacionario. Este ensayo se puede realizar al exterior ó en un simulador de irradiancia solar, pero solo se tratará el caso al exterior.

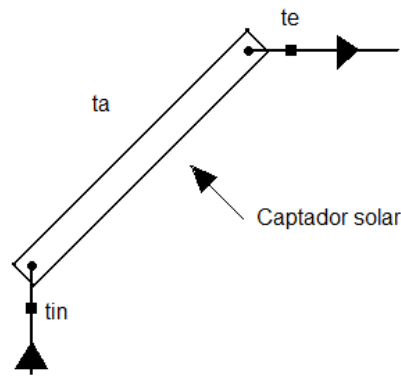
##### **Descripción del ensayo**

Tras haber montado el captador conforme a la norma, en una instalación de ensayos adecuada y dotada de la instrumentación necesaria para registrar todas las medidas requeridas, se procede a ensayar el captador bajo las siguientes condiciones:

- Al comienzo del ensayo, la irradiancia solar hemisférica en el plano de apertura del captador debe ser mayor de  $700 \text{ W/m}^2$ .
- El ángulo de incidencia de la radiación solar directa en la apertura del captador debe estar en el rango en el cual el modificador del ángulo de incidencia del captador ( $B_\theta$ ) varía no más de  $\pm 2\%$  en su valor en incidencia normal (para captadores de placa plana de una sola cubierta, generalmente esta condición se satisfará si el ángulo de incidencia de la radiación solar directa en la apertura del captador es menor de  $20^\circ$ ).
- El captador no debe ensayarse con niveles de irradiancia difusa mayores del 30%.
- El valor medio de la velocidad del aire paralela a la apertura del captador, debe ser de  $3 \text{ m/s} \pm 1 \text{ m/s}$ .
- A menos que se especifique de otra forma, el caudal del fluido debe ajustarse a aproximadamente  $0,02 \text{ kg/s}$  por metro cuadrado de área de apertura del captador. El ensayo a otros caudales puede realizarse adhiriéndose a las especificaciones del fabricante.

Para hallar el rendimiento térmico es necesario medir área de absorbedor ( $A_A$ ) y el área de apertura ( $A_a$ ) además de los siguientes datos que deben ser medidos en las condiciones arriba descritas:

- Irradiancia solar hemisférica en la apertura del captador ( $G$ ).
- Temperatura del aire circulante ( $t_a$ )
- Temperatura del fluido de transferencia de calor a la entrada del captador ( $t_{in}$ ).
- Temperatura del fluido de transferencia de calor a la salida del captador ( $t_e$ )
- Caudal del fluido de transferencia de calor.



**Figura 7: Esquema del captador solar en el que se puede ver el sentido del flujo (flechas) y donde se miden las temperaturas  $t_{in}$  y  $t_e$**

Además, a efectos de comprobar si se cumplen las condiciones para poder realizar el ensayo, también se deben medir:

- Irradiancia solar difusa en la apertura del captador (solo al exterior).
- Ángulo de incidencia de la radiación solar directa (alternativamente, se puede determinar mediante cálculo).
- Velocidad del aire paralela a la apertura del captador.

Deben obtenerse datos para, al menos, cuatro temperaturas de entrada del fluido espaciadas uniformemente sobre el rango de temperaturas de operación del captador y, para cada una de las temperaturas de entrada ensayada, al menos cuatro medidas, resultando en un mínimo de 16 puntos de datos en total.

La toma de estos puntos de datos deben de hacerse bajo unas condiciones específicas que garanticen que ha sido registrados bajo condiciones de estado estacionario.

### **Cálculo de la producción del captador**

La potencia útil extraída final,  $\dot{Q}$ , se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_f \cdot \Delta T$$

Donde:

- $\dot{m}$  es el caudal másico del fluido de transferencia.
- $c_f$  es el calor específico del fluido de transferencia a la temperatura media del fluido,  $t_m$ , que resulta de la expresión:

$$t_m = \frac{t_e + t_{in}}{2}$$

- $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas del fluido entre la entrada y la salida ( $t_e - t_{in}$ ).

La energía solar interceptada es  $AG$  donde el área es  $A_A$  cuando se refiere al área de absorbedor del captador y  $A_a$  cuando se refiere al área de apertura del captador.

Introduciendo la eficiencia del captador ( $\eta$ ), la potencia útil extraída final puede también escribirse como:

$$\dot{Q} = \eta AG$$

Debe calcularse la eficiencia instantánea,  $\eta$ , mediante el ajuste estadístico de curvas, usando el método de mínimos cuadrados para obtener la curva de eficiencia instantánea de la forma:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T_m^* - a_2 \cdot G \cdot (T_m^*)^2$$

Donde:

- $\eta_0$  es la eficiencia óptica del captador.
- $a_1$  es el coeficiente de pérdidas térmicas a ( $t_m - t_a = 0$ ).
- $T_m^*$  es la diferencia de temperatura reducida, que se calcula:

$$T_m^* = \frac{t_m - t_a}{G}$$

- $a_2$  es el coeficiente de pérdidas térmicas dependiente de la temperatura.

Normalmente debe usarse una curva de segundo orden que se obtenga mediante regresión de mínimos cuadrados. No se debe usar una curva de segundo orden si se deduce un valor de  $a_2$  negativo.

Si tenemos en cuenta la definición de temperatura reducida  $T_m^*$ , la ecuación para la eficiencia instantánea queda:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{t_m - t_a}{G} - a_2 G \left( \frac{t_m - t_a}{G} \right)^2$$

Para convertir las características del ensayo de rendimiento térmico deben usarse las siguientes conversiones básicas:

$$\begin{aligned} \eta_{0A} &= \eta_{0a} \frac{A_a}{A_A} \\ a_{1A} &= a_{1a} \frac{A_a}{A_A} \\ a_{2A} &= a_{2a} \frac{A_a}{A_A} \end{aligned}$$

Finalmente, se puede escribir la producción del captador por módulo como:

$$\dot{Q} = AG\eta = AG \left( \eta_0 - a_1 \frac{t_m - t_a}{G} - a_2 G \left( \frac{t_m - t_a}{G} \right)^2 \right)$$

Donde el área es  $A_A$  cuando se refiere al área de absorbedor del captador y  $A_a$  cuando se refiere al área de apertura del captador.

La producción del captador por módulo debe presentarse gráficamente en función de la diferencia de temperatura media del fluido y la temperatura ambiente ( $t_m - t_a$ ), usando  $G = 1000 \text{ W/m}^2$ . El producto  $AG\eta_o$  debe ser referido como potencia pico.

### Fundamento teórico del cálculo de la expresión de producción del captador

El balance de energía realizado a un captador solar bajo condiciones de operación en régimen estacionario proporciona la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = AG - \dot{Q}_p = \dot{m}c_f\Delta T$$

Donde  $\dot{Q}_p$  son las pérdidas del captador. Las pérdidas de calor en el captador se agrupan en dos tipos: las pérdidas ópticas ( $\dot{Q}_{opt}$ ) y las pérdidas térmicas ( $\dot{Q}_{ter}$ ) :

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{opt} + \dot{Q}_{ter}$$

#### Pérdidas ópticas:

De toda la radiación que llega al captador solo una parte es absorbida por el absorbedor, esta fracción absorbida depende de la transmisividad ( $\tau$ ) de la cubierta y de la absorptividad ( $\alpha$ ) del absorbedor, ambas propiedades ópticas intrínsecas de estos materiales. Por lo tanto:

$$Q_{opt} = G_T \cdot A_a - G_T \cdot A_a \cdot \tau\alpha = G_T \cdot A_a \cdot (1 - \tau\alpha)$$

Tanto la transmisividad como la absorptividad dependen del ángulo de incidencia de la radiación incidente ( $\theta$ ), que experimenta cambios importantes a lo largo del día. La manera habitual de tener en cuenta esta variación es la siguiente:

$$(\tau\alpha)_\theta = (\tau\alpha)_0 \cdot \left\{ 1 - B_\theta \left[ \frac{1}{\cos\theta} - 1 \right] \right\} = (\tau\alpha)_0 \cdot K_{\tau\alpha}$$

El coeficiente  $B_\theta$  se denomina *modificador de ángulo de incidencia* y se determina a partir de un ensayo en el que se obtiene  $K_{\tau\alpha}$  para un ángulo de incidencia de  $50^\circ$ .

#### Pérdidas térmicas:

El captador pierde parte de la energía absorbida por transferencia de calor con los alrededores. Dichas pérdidas son de carácter convectivo debidas a la interacción de las superficies del captador con el aire que lo rodea y de carácter radiativo por intercambio de energía del captador con el cielo y las superficies

que lo rodean. Aunque supone una simplificación, ya que tanto la temperatura del cielo como de otras superficies puede diferir de la temperatura ambiente, todas esas pérdidas térmicas pueden ser englobadas del siguiente modo:

$$Q_{ter} = UA_a(T_{per} - T_a)$$

Donde  $U$  es el coeficiente global de transmisión de calor y  $T_{per}$  es la temperatura media de las superficies del captador donde se originan las pérdidas. Debido a que  $T_{per}$  no se conoce a priori, se suele hacer la simplificación  $T_{per}=T_m$ .

Con todo esto, la potencia útil extraída final se expresaría como:

$$Q = AG - (\dot{Q}_{opt} + \dot{Q}_{ter}) = AG(\tau\alpha)_\theta - UA(T_m - T_a)$$

Donde  $U$  incluye un término convectivo,  $U_c$ , y un término radiativo,  $U_r$ . La convección suele ser el modo dominante en las pérdidas por ambas caras del captador, razón por la cual hay una dependencia de  $U_c$  con  $(t_m - t_a)$ , especialmente en ausencia de viento (convección natural). También las pérdidas radiativas, dependientes de  $(t_{cubierta}^4 - t_{cielo}^4)$ , introducen una dependencia del coeficiente  $U_r$  equivalente de pérdidas radiativas, que de modo aproximado puede relacionarse con  $(t_m - t_a)$ . En suma,  $U$  puede expresarse de manera aproximada como:

$$U \approx c_1 + c_2 \cdot (T_m - T_a)$$

Y con ello, la potencia útil quedaría como:

$$\dot{Q} = AG(\tau\alpha)_\theta - c_1 A(T_m - T_a) - c_2 A(T_m - T_a)^2$$

Y el rendimiento teórico ( $\eta_t$ ) como:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}}{AG} = (\tau\alpha)_\theta - c_1 \frac{(T_m - T_a)}{G} - c_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G}$$

Como se puede ver, el término  $\eta_0$  de la curva de normalización se corresponde con el término de pérdidas ópticas del rendimiento teórico  $(\tau\alpha)_\theta$ , el término  $a_1$  se corresponde con  $c_1$  y el término  $a_2$  se corresponde con  $c_2$ .

#### 4.2.Cálculo de pérdidas por orientación, inclinación y sombras.

La sección HE4 del código técnico de la edificación establece las siguientes pérdidas límite:

Caso	Orientación e inclinación	Sombras	Total
General	10%	10%	15%
Superposición	20%	15%	30%
Integración arquitectónica	40%	20%	50%

En el caso en el que la superficie de captación se coloca de forma paralela a la envolvente del edificio (inclinación de  $20,8^\circ$ ) las pérdidas límite de aplicación son las del caso de superposición. En el caso en el que la superficie de captación va colocada sobre una estructura soporte con inclinación adicional (caso de inclinación igual a  $55,8^\circ$ ) las pérdidas límite son las del caso general. Debido a que ningún elemento proyecta sombra sobre la envolvente del edificio (no hay pérdidas por sombras) solo se van a calcular las pérdidas por orientación e inclinación. Se va a seguir el método de cálculo descrito en anexo V del “Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura: Instalaciones de energía solar térmica” [7] (en adelante PCE).

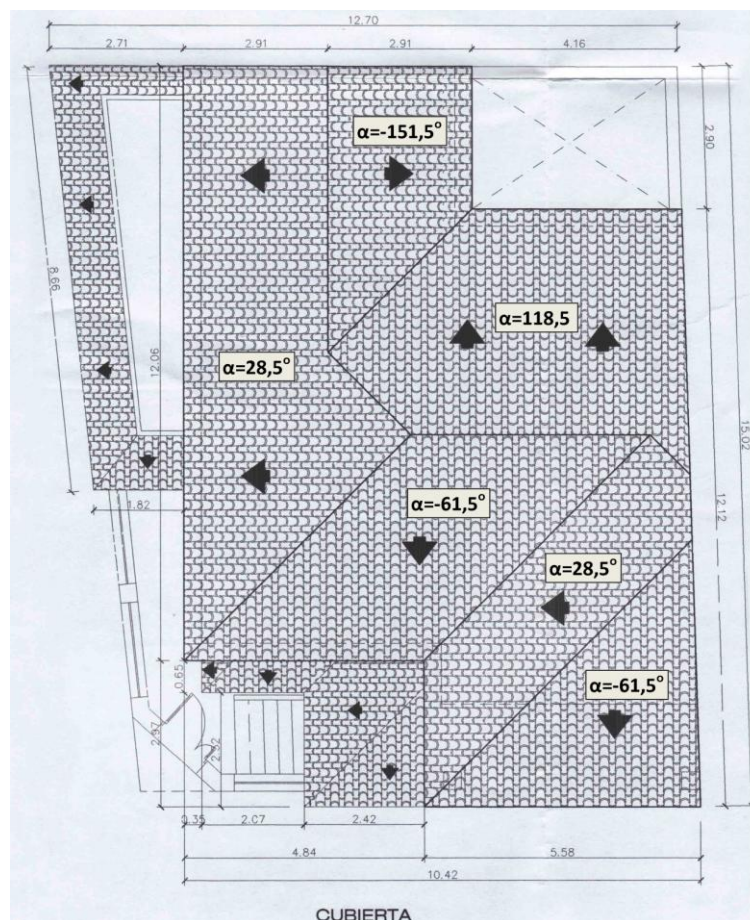
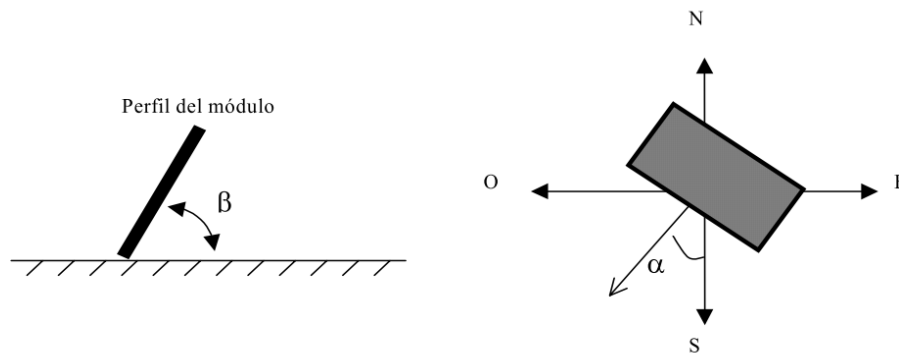


Figura 8: Ángulo de azimut ( $\alpha$ ) de las vertientes (elaboración propia a partir de plano de [3])



Los ángulos de acimut (alfa) de las vertientes del tejado son  $28,5^\circ$ ;  $-61,5^\circ$ ;  $-151,5^\circ$  y  $118,5^\circ$ . En este caso se ha seguido el criterio de signos del citado método de cálculo para el ángulo de acimut, en el que  $0^\circ$  se corresponde con la orientación sur,  $-90^\circ$  se corresponde con la orientación este y  $90^\circ$  con la orientación oeste. Se ha de tener en cuenta que este criterio de signos, y la letra griega que le designa, cambiarán más adelante, cuando se utilice el ángulo de acimut en otros cálculos.



**Figura 9: Orientación e inclinación de los módulos ( $\alpha$  es positivo en la imagen) [7]**

Dado que la orientación óptima en el caso de estar en el hemisferio norte es el sur, se ha elegido la vertiente con ángulo de acimut  $28,5^\circ$  para la colocación de las placas termosolares ya que es la más próxima a dicha orientación óptima y, por consiguiente, la que menos pérdidas de radiación por orientación experimentará.

Determinados el ángulo de acimut y las dos posibles inclinaciones, se va a proceder a calcular en dos pasos los límites de inclinación aceptables de acuerdo a las pérdidas máximas respecto a la inclinación óptima:

Paso 1: A partir de la figura 10, se determinan gráficamente los límites para la inclinación en el caso de una latitud ( $\varphi$ ) igual a  $41^\circ$ .

- Caso  $\beta=20,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$ : En este caso, se obtiene una inclinación máxima de  $70^\circ$  y una mínima de  $0^\circ$  (porcentaje de pérdidas máximo admisible: 20%)
- Caso  $\beta=55,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$ : En este caso, se obtiene una inclinación máxima de  $57^\circ$  y una mínima de  $6^\circ$  (porcentaje de pérdidas máximo admisible: 10%)

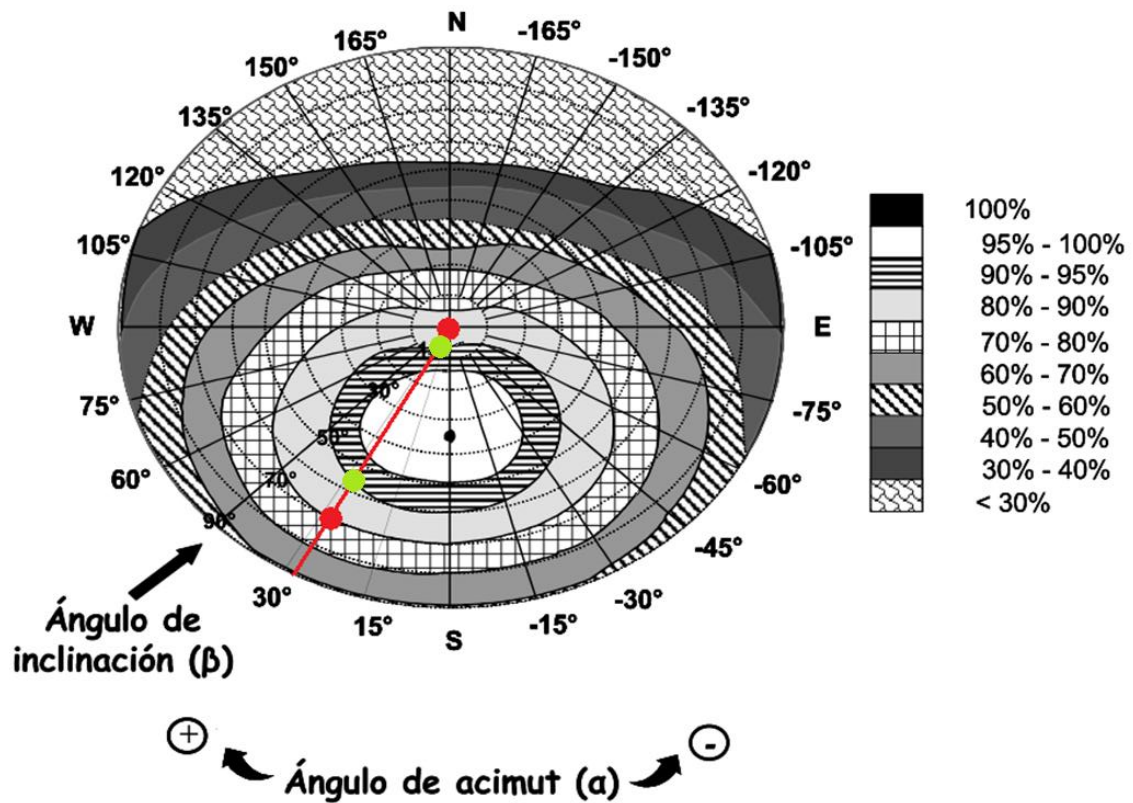


Figura 10: Porcentaje de energía respecto al máximo como consecuencia de las pérdidas por orientación e inclinación. Los puntos rojos indican la inclinación máxima y mínima en el caso de  $\beta=20,8^\circ$ ; los puntos verdes indican la inclinación máxima y mínima en el caso de  $\beta=55,8^\circ$  (los puntos rojos y verdes indicativos han sido añadidos a la imagen original tomada de [7])

Paso 2: Se corrigen los límites de inclinación aceptables en función de la diferencia entre la latitud en la que está situada la instalación ( $40^\circ\text{N}$ ) y la de  $41^\circ\text{N}$  de acuerdo a las siguientes fórmulas.

$$\text{inclinación máx} = \text{inclinación}(\Phi = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud})$$

$$\text{inclinación mín} = \text{inclinación}(\Phi = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud}); 5^\circ \text{ de valor mínimo}$$

El resultado es el siguiente:

- Caso  $\beta=20,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$ :

$$\begin{aligned} \text{inclinación máxima} &= 70^\circ - (41^\circ - 40^\circ) = \mathbf{69^\circ} \\ \text{inclinación mínima} &= 0^\circ - (41^\circ - 40^\circ) = -1^\circ \rightarrow \mathbf{5^\circ} \end{aligned}$$

La inclinación de la superficie de captación se encuentra entre  $69^\circ$  y  $5^\circ$ , de modo que las pérdidas por inclinación y orientación se encontrarían por debajo del 20%.

- Caso  $\beta=55,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$ :

$$\begin{aligned} \text{inclinación máxima} &= 57^\circ - (41^\circ - 40^\circ) = \mathbf{56^\circ} \\ \text{inclinación mínima} &= 6^\circ - (41^\circ - 40^\circ) = \mathbf{5^\circ} \end{aligned}$$

La inclinación de la superficie de captación se encuentra entre  $56^\circ$  y  $5^\circ$ , de modo que las pérdidas por inclinación y orientación se encontrarían por debajo del 10%.

Como instrumento de verificación en el mismo apartado del CTE se propone la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned} \text{Pérdidas (\%)} &= 100 \cdot [1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - \beta_{opt})^2 + 3,5 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2] \quad \text{para } 15^\circ < \beta < 90^\circ \\ \text{Pérdidas (\%)} &= 100 \cdot [1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - \beta_{opt})^2] \quad \text{para } \beta \leq 15^\circ \end{aligned}$$

Debido a que el consumo de ACS es mayor en los meses de invierno y la temperatura del agua de red es más baja en dichos meses, se considera que hay una demanda preferente en invierno y que, por lo tanto, la inclinación óptima ( $\beta_{opt}$ ) es de  $50^\circ$  (véase apartado 2.2.3 del HE4 [1]).

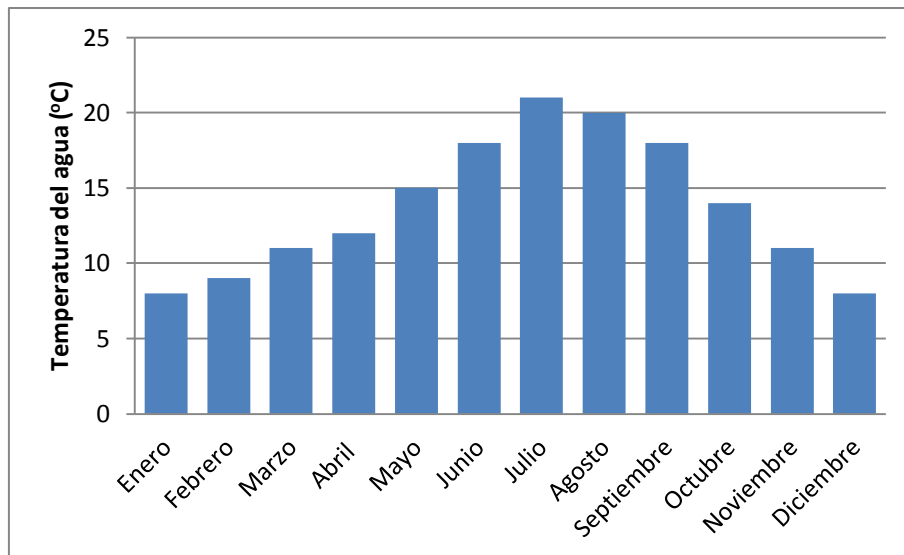


Figura 11: Grafico en el que se muestra la temperatura diaria media mensual (°C) de agua fría para las capitales de provincia (elaboración propia a partir de datos de [1])

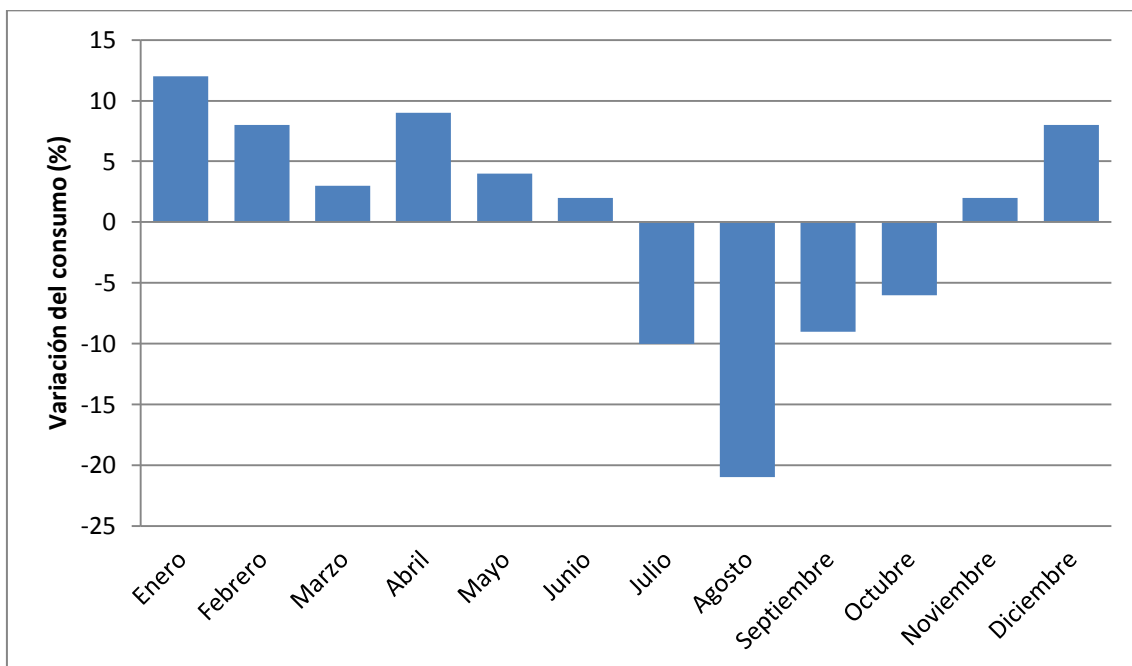


Figura 12: Gráfico en el que se muestra la variación media del consumo mensual en viviendas en tanto por ciento (elaboración propia a partir de datos de [4])

Teniendo en cuenta esto último, el resultado es el siguiente:

Caso  $\beta=20,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$  :

$$P\acute{e}rdidas (\%) = 100 \cdot [1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (20,8 - 50)^2 + 3,5 \cdot 10^{-5} \cdot 28,5^2] = \mathbf{13,07\%}$$

Caso  $\beta=55,8^\circ$ ;  $\alpha=28,5^\circ$  :

$$P\acute{e}rdidas (\%) = 100 \cdot [1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (55,8 - 50)^2 + 3,5 \cdot 10^{-5} \cdot 28,5^2] = \mathbf{3,24\%}$$

Este resultado es menor que el porcentaje de pérdidas límite. Queda demostrado entonces que las pérdidas debidas a orientación, inclinación y sombras son menores a los límites estipulados por la norma en ambos casos.

### 4.3.Captador utilizado

Esta instalación se va a dimensionar utilizando un captador térmico solar plano, que es el tipo de captador más apropiado para aplicaciones de ACS.

El captador para el que se calculará la contribución solar es fabricado por “Astersa aplicaciones solares S.A”. En su página web ofrece información técnica muy detallada sobre sus captadores y sobre su instalación (lo que favorece el objetivo docente de este documento). Además ofrecen 8 modelos de captadores diferentes entre sí en superficie de captación y rendimiento. Debido a esto, se ha elegido un captador de este fabricante. Estas son las características comunes a todos los captadores de “Astersa aplicaciones solares S.A.”:

- Como material de la cubierta protectora se ha utilizado vidrio templado de bajo contenido en hierro, con una transmisibilidad superior al 90% .
- El absorbedor está fabricado en una sola pieza y completamente en cobre. Está compuesto de dos tubos colectores de diámetro 22 mm y 8, 10 u 11 tubos (según modelo de captador) de diámetro 8 mm. La base de la absorción la forma una chapa de cobre de 0,20 mm de espesor con revestimiento selectivo de alta eficiencia. Este posee una absorptividad superior al 95% para longitudes de onda correspondientes a la radiación incidente y una emisividad inferior al 5% para longitudes de onda correspondientes a la radiación infrarroja.
- El aislante utilizado en la parte posterior y en los laterales es lana mineral de alta densidad.
- La caja está fabricada en aluminio anodizado.
- El fluido caloportador es agua más glicol (de todos los tipos de glicoles, se recomienda usar el fabricado en base propilenglicol).

En el Anexo A se detallan más en profundidad las características de cada captador clasificando a cada uno en la gama a la que pertenecen: ECO, NEO ó TOP (en orden ascendente de rendimiento). Fundamentalmente, lo que distingue a una gama de otra es la cantidad de aislante utilizado en la parte posterior y en los laterales.



#### 4.4.Fluido caloportador

En relación al fluido caloportador, según el manual de instalación del fabricante [8], la proporción de propilenglicol recomendada varía en función de la temperatura mínima histórica del lugar disminuida en cinco grados, como muestra la figura 13. En el caso de Toledo, la temperatura mínima histórica es de  $-9,6^{\circ}$  ( dato consultado en [9]) que restándole cinco grados resulta en  $-14,6^{\circ}$ .

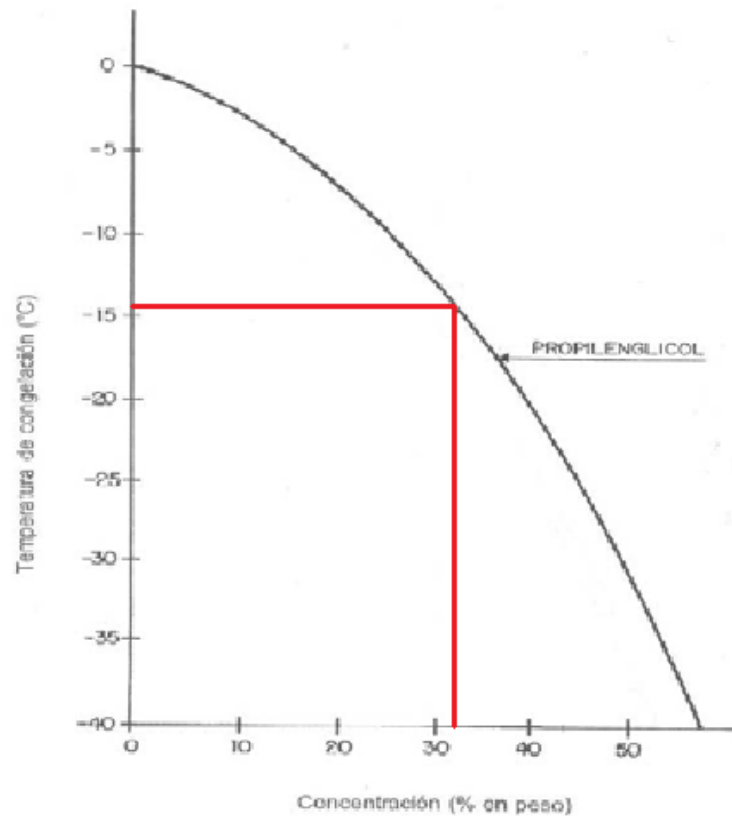


Figura 13: Concentración en peso de propilenglicol adecuada para cada temperatura de congelación. Aparece gráficamente obtenida la concentración recomendada para el caso de Toledo (diagrama tomado de [8] sobre el que se han trazado líneas rojas para mostrar el caso concreto descrito en este apartado)

Se obtiene que la concentración recomendada es, aproximadamente, del 35% en peso.

#### 4.5.Cálculo de la radiación que llega a la superficie de captación

La radiación solar que incide sobre la superficie de captadores se calculará mediante el modelo de cielo anisotrópico, obteniendo valores medios diarios del día medio de cada mes (12 valores, uno para cada mes).

Los datos de partida serán la latitud del edificio ( $\phi$ ), la inclinación ( $\beta$ ), la orientación de la superficie de captadores o ángulo de azimuth ( $\gamma$ , que toma el valor de  $0^\circ$  para orientación sur,  $90^\circ$  para orientación este y  $-90^\circ$  para orientación oeste), la irradiancia total diaria media sobre el plano horizontal (H) y la irradiancia difusa diaria media sobre plano horizontal ( $H_d$ ). Ambos datos de irradiancia se han obtenido a partir de [2].

Captadores sobre envolvente del edificio. Caso:  $\beta=20,8^\circ$ .

Captadores colocados sobre estructura soporte. Caso:  $\beta=55,8^\circ$ .

$\phi=39,94^\circ$

$\gamma=-28,5^\circ$

Valores de H y  $H_d$ :

Mes	H (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_d$ MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	8,568	3,204
Febrero	12,06	4,068
Marzo	17,32	5,724
Abril	21,38	6,876
Mayo	24,16	8,208
Junio	28,26	7,632
Julio	29,12	6,48
Agosto	25,49	6,624
Septiembre	20,05	5,364
Octubre	13,39	4,644
Noviembre	9,18	3,456
Diciembre	7,02	2,988

A partir de estos datos se irán calculando los valores que necesita el modelo anisotrópico de cielo que son:

- Irradiancia directa diaria media sobre plano horizontal ( $H_b$ ).
- Horas de sol sobre la superficie de captación ( $h_{sT}$ ).
- Irradiación extraterrestre por unidad de área sobre plano horizontal ( $H_o$ ).
- Irradiación extraterrestre por unidad de área sobre la superficie de captación ( $H_{o\beta\gamma}$ ).

### Irradiación directa diaria media sobre plano horizontal ( $H_b$ ):

Se calcula restándole a la irradiancia total diaria media la irradiancia difusa diaria media:

$$H_b = H - H_d \text{ (J/m}^2\text{)}$$

### Horas de sol diarias sobre la superficie de captación ( $h_{sT}$ ):

El primer paso para hallar las horas de sol diarias sobre la superficie de captación es determinar el valor de la declinación ( $\delta$ ) para el día medio de cada mes ( $n$ ). La declinación se define como el ángulo que forman los rayos del sol con respecto a la vertical en un punto cualquiera del ecuador.

$$\delta(n) = 23,45 \cdot \text{sen} \left( 360 \cdot \frac{284 + n}{365} \right) (^{\circ})$$

El siguiente paso será obtener el ángulo horario de salida y puesta del sol con respecto a la superficie de captación. Las siguientes expresiones son válidas para valores de  $\gamma$  menores que cero.

Salida del sol:

$$\omega_{sr} = \min \left[ \omega_s, \cos^{-1} \left( \frac{-xy + \sqrt{x^2 - y^2 + 1}}{x^2 + 1} \right) \right] (^{\circ})$$

Puesta del sol:

$$\omega_{ss} = -\min \left[ \omega_s, \cos^{-1} \left( \frac{-xy - \sqrt{x^2 - y^2 + 1}}{x^2 + 1} \right) \right] (^{\circ})$$

Donde:

- $\omega_s$  es el ángulo horario de salida y puesta del sol sobre plano horizontal.

$$\omega_s = \text{arc cos}[-\tan\varphi \cdot \tan\delta] (^{\circ})$$

- $x$  e  $y$  simplifican las expresiones de ángulo horario de salida y puesta del sol

$$x = \frac{\cos\varphi}{\text{sen}\gamma \cdot \tan\beta} + \frac{\text{sen}\varphi}{\tan\gamma} = -4,833$$

$$y = \tan\delta \left[ \frac{\text{sen}\varphi}{\text{sen}\gamma \cdot \tan\beta} - \frac{\cos\varphi}{\tan\gamma} \right]$$

Por último, se halla el tiempo que durante el día el captador recibe radiación solar.

$$h_{sT} = (\omega_{sr} + \omega_{ss}) \cdot \frac{24}{360} \cdot 3600 \text{ (s)}$$

### Irradiancia extraterrestre por unidad de área sobre plano horizontal ( $H_0$ ):

Primero es necesario hallar la irradiación extraterrestre sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación de los rayos solares ( $G_{0n}$ ).

$$G_{0n} = G_{sc} \cdot \left[ 1 + 0,033 \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right] (W/m^2)$$

Donde  $G_{sc}$  es la llamada constante solar, con un valor de  $1367 \text{ W/m}^2$ . La radiación extraterrestre que llega a la tierra varía en función de la distancia entre el sol y la tierra y, por tanto, varía en función del día del año. Con la expresión de arriba se puede hallar esta radiación para un día del año en concreto sustituyéndolo en  $n$ .

Una vez obtenida  $G_{0n}$ , la irradiancia diaria extraterrestre sobre superficie horizontal se halla como sigue:

$$H_0 = \frac{24 \cdot 3600}{\pi} \cdot G_{0n} \cdot \left[ \cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \sin(\omega_s) + \frac{\pi \cdot \omega_s}{180} \cdot \sin(\varphi) \cdot \sin(\delta) \right] (J/m^2)$$

Donde  $G_{0n}$  se introduce en  $W/m^2$

### Irradiancia extraterrestre por unidad de área sobre la superficie de captación ( $H_{0\beta\gamma}$ ):

Se halla mediante la siguiente expresión, para la que se ha obtenido todo lo necesario para resolverla:

$$H_{0\beta\gamma} = \frac{12 \cdot 3600 \cdot G_{0n}}{\pi} \cdot \left[ \begin{aligned} &\sin(\delta) \sin(\varphi) \cos(\beta) |\omega_{ss} + \omega_{sr}| \frac{\pi}{180} \\ &- \sin(\delta) \cos(\varphi) \sin(\beta) \cos(\gamma) |\omega_{ss} + \omega_{sr}| \frac{\pi}{180} \\ &+ \cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\beta) |\sin(\omega_{ss}) + \sin(\omega_{sr})| \\ &+ \cos(\delta) \cos(\gamma) \sin(\varphi) \sin(\beta) |\sin(\omega_{ss}) + \sin(\omega_{sr})| \\ &+ \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\gamma) |\cos(\omega_{ss}) - \cos(\omega_{sr})| \end{aligned} \right] (J/m^2)$$

## Resultados:

Comunes a ambos casos:

Mes	n (días)	$H_b$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$\delta$ (°)	$\omega_s$ (°)	$G_{0n}$ (kW/m <sup>2</sup> )	$H_0$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	15.5	5,364	-21.184	71.065	1,411	15,07
Febrero	45	7,992	-13.62	78.295	1,399	20,13
Marzo	74.5	11,59	-2.618	87.806	1,38	27,34
Abril	105	14,51	9.415	97.981	1,356	34,64
Mayo	135.5	15,95	18.912	106.671	1,336	39,76
Junio	166	20,63	23.314	111.153	1,324	41,85
Julio	196.5	22,64	21.436	109.193	1,323	40,8
Agosto	227.5	18,86	13.62	101.705	1,335	36,64
Septiembre	258	14,69	2.217	91.857	1,355	30,02
Octubre	288.5	8,748	-9.783	81.699	1,378	22,44
Noviembre	319	5,724	-19.148	73.098	1,399	16,32
Diciembre	349.5	4,032	-23.354	68.805	1,411	13,6

Para el caso  $\beta=20,8^\circ$ :

Mes	x	y	$\omega_{sr}$ (°)	$\omega_{ss}$ (°)	$h_{sT}$ (horas)	$H_{0\beta\gamma}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	- 5,412	0,825	70,907	71,065	9,465	25,09
Febrero		0,516	74,152	78,295	10,163	28,72
Marzo		0,097	78,518	87,806	11,88	32,98
Abril		-0,353	83,211	97,981	12,079	36,15
Mayo		-0,73	87,15	106,671	12,921	37,46
Junio		-0,918	89,132	110,067	13,28	37,75
Julio		-0,836	88,271	109,193	13,164	37,43
Agosto		-0,516	84,912	101,705	12,441	36,51
Septiembre		-0,082	80,39	91,857	11,483	34,05
Octubre		0,367	75,706	81,699	10,494	30,03
Noviembre		0,739	71,811	73,098	9,661	25,95
Diciembre		0,92	68,805	68,805	9,174	23,79

Para el caso  $\beta=55,8^\circ$ :

Mes	x	y	$\omega_{sr} (^\circ)$	$\omega_{ss} (^\circ)$	$h_{sT}$ (horas)	$H_{0\beta\gamma}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	-2,274	-0,193	70,719	71,065	9,452	34,04
Febrero		-0,121	69,048	78,295	9,823	33,26
Marzo		-0,023	66,791	87,806	10,306	30,43
Abril		0,083	64,362	97,981	10,823	25,4
Mayo		0,171	62,33	106,671	11,267	20,15
Junio		0,215	61,313	108,781	11,34	17,88
Julio		0,195	61,754	109,193	11,397	18,49
Agosto		0,121	63,484	101,705	11,013	22,99
Septiembre		0,019	65,822	91,857	10,512	28,31
Octubre		-0,086	68,246	81,699	9,996	32,15
Noviembre		-0,173	70,255	73,098	9,557	33,72
Diciembre		-0,215	68,805	68,805	9,174	33,43

### Modelo anisotrópico de cielo:

Con este modelo se calcula la irradiancia incidente sobre la superficie de captación teniendo en cuenta las siguientes contribuciones de radiación: directa ( $H_{T\_directa}$ ), difusa circumsolar ( $H_{T\_difusa\_circun}$ ), difusa proveniente del cielo ( $H_{T\_difusa\_cielo}$ ), difusa proveniente del horizonte ( $H_{T\_difusa\_horiz}$ ) y reflejada por los alrededores ( $H_{T\_reflejada}$ ).

$$H_{T\_aniso} = H_{T\_directa} + H_{T\_difusa\_circun} + H_{T\_difusa\_cielo} + H_{T\_difusa\_horiz} + H_{T\_reflejada} \text{ (J/m}^2\text{)}$$

Siendo:

$$H_{T\_directa} = Hb \cdot Rb \text{ (J/m}^2\text{)}$$

$$H_{T\_difusa\_circun} = Hd \cdot Ai \cdot Rb \text{ (J/m}^2\text{)}$$

$$H_{T\_difusa\_cielo} = Hd \cdot (1 - Ai) \cdot F_{cg} \text{ (J/m}^2\text{)}$$

$$H_{T\_difusa\_horiz} = Hd \cdot (1 - Ai) \cdot f \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)^3 \text{ (J/m}^2\text{)}$$

$$H_{T\_reflejada} = H \cdot \rho_g \cdot F_{cg} \text{ (J/m}^2\text{)}$$

Donde:

- Rb es la relación entre irradiación extraterrestre por unidad de área sobre plano inclinado e irradiación extraterrestre por unidad de área sobre plano horizontal.

$$Rb = \frac{H_{0\beta\gamma}}{H_o}$$

- Ai es la relación entre irradiación directa e irradiación extraterrestre.

$$Ai = \frac{Hb}{H_o}$$



- $\rho_g$  es la reflectividad del suelo (se ha tomado el valor, habitual para estos casos, de 0,2)
- $F_{c\_s}$  es el factor de forma entre el colector y el cielo:

$$F_{c\_s} = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} = 0,967$$

- $F_{c\_g}$  es el factor de forma entre el colector y el suelo:

$$F_{c\_g} = \frac{1 - \cos(\beta)}{2} = 0.033$$

- $f$  es la raíz cuadrada de la relación entre irradiación directa e irradiación global.

$$f = \sqrt{\frac{H_b}{H}}$$

Finalmente, obtenemos la radiación media diaria del día medio de cada mes por unidad de área que incide sobre el captador ( $HW_T$ ):

$$HW_T = \frac{H_{T\_aniso}}{h_{sT}} \text{ (W/m}^2\text{)}$$

#### Resultados:

Comunes a ambos casos:

<b>Mes</b>	<b>Ai</b>	<b>f</b>
Enero	0,356	0,791
Febrero	0,397	0,814
Marzo	0,424	0,818
Abril	0,419	0,824
Mayo	0,401	0,813
Junio	0,493	0,854
Julio	0,555	0,882
Agosto	0,515	0,86
Septiembre	0,489	0,856
Octubre	0,39	0,808
Noviembre	0,351	0,79
Diciembre	0,296	0,758

Para el caso  $\beta=20,8^\circ$ :

Mes	Rb	$H_{T\_aniso}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_directa}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_difusa\_circun}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_difusa\_cielo}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	1,665	12,890	8,929	1,898	1,996
Febrero	1,427	16,170	11,400	2,304	2,373
Marzo	1,206	20,230	13,980	2,928	3,189
Abril	1,043	22,170	15,140	3,005	3,866
Mayo	0,942	23,060	15,030	3,102	4,756
Junio	0,902	25,950	18,610	3,393	3,744
Julio	0,918	27,070	20,780	3,300	2,790
Agosto	0,997	25,490	18,800	3,399	3,109
Septiembre	1,134	22,430	16,660	2,978	2,650
Octubre	1,338	16,970	11,700	2,422	2,742
Noviembre	1,59	13,270	9,099	1,926	2,171
Diciembre	1,749	10,690	7,051	1,549	2,034

Mes	$H_{T\_difusa\_horizon}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_reflejada}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$HW_T$ (W/m <sup>2</sup> )
Enero	0,010	0,056	378,287
Febrero	0,012	0,079	441,943
Marzo	0,016	0,113	506,812
Abril	0,019	0,139	509,791
Mayo	0,023	0,157	495,831
Junio	0,019	0,184	542,774
Julio	0,015	0,190	571,220
Agosto	0,016	0,166	569,148
Septiembre	0,014	0,131	542,69
Octubre	0,013	0,087	449,191
Noviembre	0,010	0,060	381,478
Diciembre	0,009	0,046	323,631

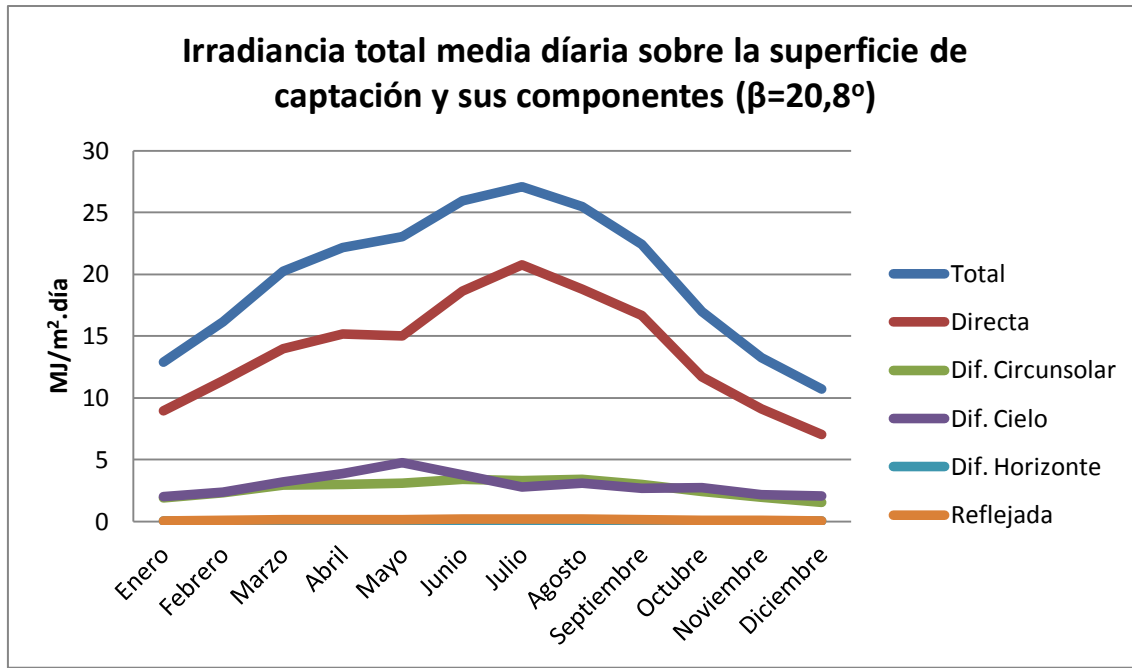


Figura 14: Comparación gráfica de los valores mensuales medios diarios sobre la superficie de captación de la irradiancia total y sus componentes para el caso  $\beta=20,8^\circ$

Como se puede ver en la figura 14 la componente directa de la irradiación total es la dominante no solo en comparación con cada una de las contribuciones difusas, sino en comparación con la suma de todas las difusas a lo largo del año.

Para el caso  $\beta=55,8^\circ$ :

Mes	Rb	$H_{T\_aniso}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_directa}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_difusa\_circun}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_difusa\_cielo}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)
Enero	2,259	16,848	12,117	2,576	1,612
Febrero	1,652	18,522	13,205	2,669	1,916
Marzo	1,113	19,217	12,905	2,702	2,575
Abril	0,733	17,143	10,636	2,111	3,121
Mayo	0,507	15,060	8,084	1,669	3,839
Junio	0,427	15,017	8,811	1,607	3,023
Julio	0,453	15,681	10,263	1,630	2,252
Agosto	0,627	17,885	11,836	2,140	2,510
Septiembre	0,943	19,586	13,853	2,475	2,140
Octubre	1,432	18,157	12,530	2,593	2,213
Noviembre	2,065	16,662	11,823	2,503	1,753
Diciembre	2,458	14,198	9,909	2,177	1,642

Mes	$H_{T\_difusa\_horizon}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$H_{T\_reflejada}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	$HW_T$ (W/m <sup>2</sup> )
Enero	0,167	0,375	495,119
Febrero	0,205	0,528	523,766
Marzo	0,276	0,758	517,929
Abril	0,337	0,936	439,982
Mayo	0,409	1,058	371,290
Junio	0,339	1,238	367,859
Julio	0,261	1,275	382,201
Agosto	0,283	1,116	451,128
Septiembre	0,240	0,878	517,553
Octubre	0,235	0,586	504,551
Noviembre	0,182	0,402	484,303
Diciembre	0,163	0,307	429,913

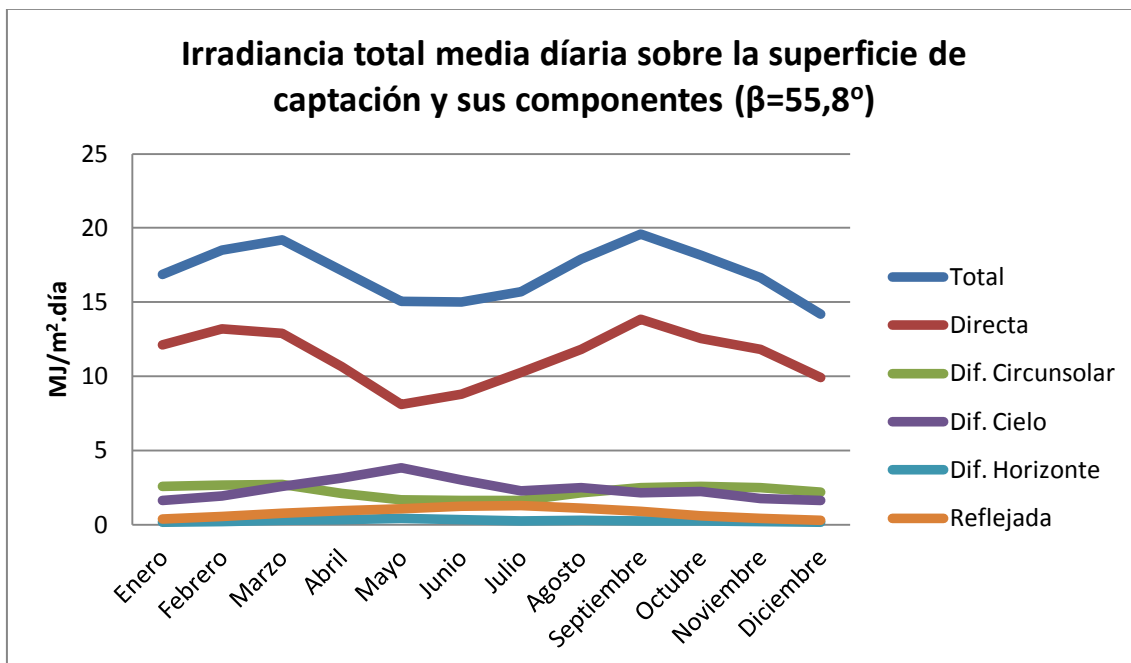


Figura 15: Comparación gráfica de los valores mensuales medios diarios sobre la superficie de captación de la irradiancia total y sus componentes para el caso  $\beta=55,8^\circ$ .

Como se puede ver en la figura 15, al igual que en el caso de  $\beta=20,8^\circ$ , la componente directa es la mayor contribución por encima de todas las difusas por separado y en conjunto.

#### 4.6.Cálculo de la contribución solar a partir de la curva de normalización del captador (sin pérdidas en el resto de la instalación)

El objetivo de este cálculo es determinar un captador solar que cumpla lo estipulado en la sección HE4 de [1] en referencia a la contribución solar mínima bajo las hipótesis siguientes: Las pérdidas en el captador se referencian a su curva de normalización y no se consideran las pérdidas en el resto de la instalación.

A continuación se describirá el método de cálculo seguido para obtener, a partir de unos datos de partida, la contribución solar:

##### Datos de partida:

- ❖ Coeficientes de la curva de normalización del captador considerado ( $\eta$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ )
- ❖ Área de apertura del colector ( $A_{col}$ )
- ❖ Efectividad del Intercambiador de calor ( $\epsilon$ ): Se tomará un valor de 0,53.
- ❖ Propiedades del flujo primario: Agua mezclada con propilenglicol en un 35% en peso (propiedades calculadas para una temperatura de la mezcla de 85°C, que es una temperatura característica de operación)
  - Calor específico ( $C_{p1}$ ): 3905 J/Kg.K
  - Densidad ( $\rho_1$ ): 981,25 kg/m<sup>3</sup>
  - Gasto másico ( $m_1$ ): Depende del captador utilizado. Se va a utilizar el caudal recomendado por el fabricante en cada caso.
- ❖ Propiedades del flujo secundario: Agua pura (calculadas a una temperatura de 60°C)
  - Calor específico ( $C_{p2}$ ): 4180 J/Kg.K
  - Densidad ( $\rho_2$ ): 992 Kg/m<sup>3</sup>
  - Gasto másico ( $m_2$ ): 0,04133 Kg/s. Este valor está impuesto por la bomba del circuito secundario.
- ❖ Propiedades del flujo de consumo: Agua pura (calculadas a una temperatura de 45°C)
  - Calor específico ( $c_{pcons}$ ): 4180 J/Kg.K
  - Densidad ( $\rho_{cons}$ ): 992 Kg/m<sup>3</sup>.
- ❖ Consumo medio diario de ACS de la vivienda ( $V_{consdia}$ ): Se obtiene multiplicando el consumo mínimo por persona y día (28 litros) por el número de personas que se estima que viven en la casa (4) y por un factor de corrección para cada mes (tomado de [4]) ya que el consumo medio mensual de ACS varía en función la época del año.

Mes	Factor de corrección aplicado al consumo de ACS	Consumo medio diario de ACS de la vivienda (sin corregir). (l/día)	Consumo medio diario de ACS de la vivienda (corregido). $V_{consdia}$ . (l/día)
Enero	1,12	112	125,44
Febrero	1,08	112	120,96
Marzo	1,03	112	115,36
Abril	1,09	112	122,08
Mayo	1,04	112	116,48
Junio	1,02	112	114,24
Julio	0,9	112	100,80
Agosto	0,79	112	88,48
Septiembre	0,91	112	101,92
Octubre	0,94	112	105,28
Noviembre	1,02	112	114,24
Diciembre	1,08	112	120,96

- ❖ Temperatura del agua de red ( $T_{red}$ ). Según [1]
- ❖ Temperatura ambiente media mensual ( $T_0$ ) Según [12]

Mes	$T_{red}$ (°C)	$T_0$ (°C)
Enero	8	7,7
Febrero	9	9,6
Marzo	11	13,2
Abril	12	15,1
Mayo	15	19,1
Junio	18	25,4
Julio	21	27,9
Agosto	20	27,6
Septiembre	18	23
Octubre	14	17,7
Noviembre	11	11,4
Diciembre	8	8

- ❖ Horas de sol sobre el captador del día medio de cada mes ( $h_{sT}$ ). Ya calculado
- ❖ Radiación solar media diaria del día medio de cada mes por unidad de área que incide sobre el captador ( $HW_T$ ). Ya calculado.
- ❖ Temperatura de consumo de ACS ( $T_{sum}$ ): Se tomará una temperatura de referencia de 60°C [1]
- ❖ Grado de estratificación del acumulador ( $E_t$ ): Se supone un valor de 0,25.

### Método de cálculo:

Para hallar la contribución solar se resuelve un sistema de 8 ecuaciones con 8 incógnitas. Dicho sistema se resuelve mediante la función “Find” del programa “Mathcad” que permite resolver sistemas de ecuaciones lineales y no lineales. Para obtener los resultados finales se ha considerado 0,001 como la máxima diferencia entre los dos cálculos más recientes de la solución. A continuación se enumeran dichas incógnitas seguidas de los valores iniciales a partir de los cuales comenzará el proceso de resolución del sistema.

Incógnitas:

- Temperatura de entrada del flujo secundario al intercambiador (Tici)
- Temperatura de salida del flujo secundario del intercambiador (Tico)
- Temperatura de entrada del flujo primario al captador (Tci)
- Temperatura de salida del flujo primario del captador (Tco)
- Temperatura de salida del agua de consumo del acumulador (Tcons)
- Temperatura media del fluido primario dentro del captador (Tm)
- Contribución solar (f)
- Temperatura media del acumulador en el supuesto de estratificación nula (Tt)

Valores iniciales de las incógnitas:

Mes	Tici (°C)	Tico (°C)	Tci (°C)	Tco (°C)
Enero	40	80	80	90
Febrero	40	80	80	90
Marzo	40	80	80	90
Abril	40	80	80	90
Mayo	40	80	80	90
Junio	40	80	80	90
Julio	40	80	80	90
Agosto	40	80	80	90
Septiembre	40	80	80	90
Octubre	40	80	80	90
Noviembre	40	80	80	90
Diciembre	40	80	80	90

Mes	Tcons (°C)	Tm (°C)	f	Tt (°C)
Enero	45	85	0,6	43,79
Febrero	45	85	0,6	44,29
Marzo	45	85	0,6	45,29
Abril	45	85	0,6	45,9
Mayo	45	85	0,6	47,4
Junio	45	85	0,6	48,9
Julio	45	85	0,6	50,4
Agosto	45	85	0,6	49,9
Septiembre	45	85	0,6	48,9
Octubre	45	85	0,6	46,79
Noviembre	45	85	0,6	45,29
Diciembre	45	85	0,6	43,79

Sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}
(1) \quad & c_{p1} \cdot m_1 \cdot (Tco - Tci) = HW_T \cdot Acol \cdot \left[ \eta - \frac{(Tm - T_0)}{HW_T} \cdot a_1 - \frac{(Tm - T_0)^2}{HW_T} \cdot a_2 \cdot HW_T \right] \\
(2) \quad & c_{p1} \cdot m_1 \cdot (Tco - Tci) = c_{p2} \cdot m_2 \cdot (Tico - Tici) \\
(3) \quad & \varepsilon = \frac{c_{p2} \cdot m_2 \cdot (Tico - Tici)}{C_{min} \cdot (Tco - Tci)} \\
(4) \quad & c_{p2} \cdot m_2 \cdot (Tico - Tici) = c_{pcons} \cdot m_{cons} \cdot (Tcons - Tred) \\
(5) \quad & f = \frac{Tcons - Tred}{Tsum - Tred} \\
(6) \quad & Et = \frac{Tcons - Tt}{Tico - Tt} \\
(7) \quad & Tt = \frac{Tico \cdot m_2 + Tred \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}} \\
(8) \quad & Tm = \frac{Tco + Tci}{2}
\end{aligned}$$

Donde:

$$C_{min} = \min(m_1 \cdot c_{p1}; m_2 \cdot c_{p2})$$

Una vez resuelto el sistema, a partir de los resultados obtenidos se puede calcular:

- El calor aportado por la instalación solar diario medio (Qcol):

$$Qcol = m_1 \cdot c_{p1} \cdot (Tco - Tci)$$

- El rendimiento del captador ( $\eta_c$ ):

$$\eta_c = \eta - \frac{(Tm - T_0)}{HW_T} \cdot a_1 - \frac{(Tm - T_0)^2}{HW_T} \cdot a_2 \cdot HW_T$$



- Contribución solar anual ( $f_{\text{anual}}$ ):

$$f_{\text{anual}} = \frac{\sum_{i=1}^{12} (Q_{\text{col}_i} \cdot h_{sT_i} \cdot n_i)}{\sum_{i=1}^{12} (Q_{\text{cons}_i} \cdot h_{sT_i} \cdot n_i)}$$

Donde  $Q_{\text{cons}}$  es el calor demandado medio diario para elevar la temperatura del agua de red hasta 60°C. Para calcularla hay que tener en cuenta si en algún mes del año se obtiene más calor del necesario. En estos casos, los excedentes de calor no contribuyen a la fracción solar anual obtenida y habría que corregir en estos meses el valor del calor aportado ( $Q_{\text{col}}$ ) sustituyéndolo por el del calor necesario ( $Q_{\text{cons}}$ ) para obtener la contribución solar real en ese mes.

- Energía ahorrada cada mes ( $E_{\text{ahor}}$ ):

$$E_{\text{ahor}} = \text{diasmes} \cdot V_{\text{consdia}} \cdot \rho_{\text{cons}} \cdot c_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}}) \cdot f$$

Donde  $V_{\text{consdia}}$  es el volumen de agua consumida el día medio de cada mes y  $\text{diasmes}$  es el número de días de cada mes.

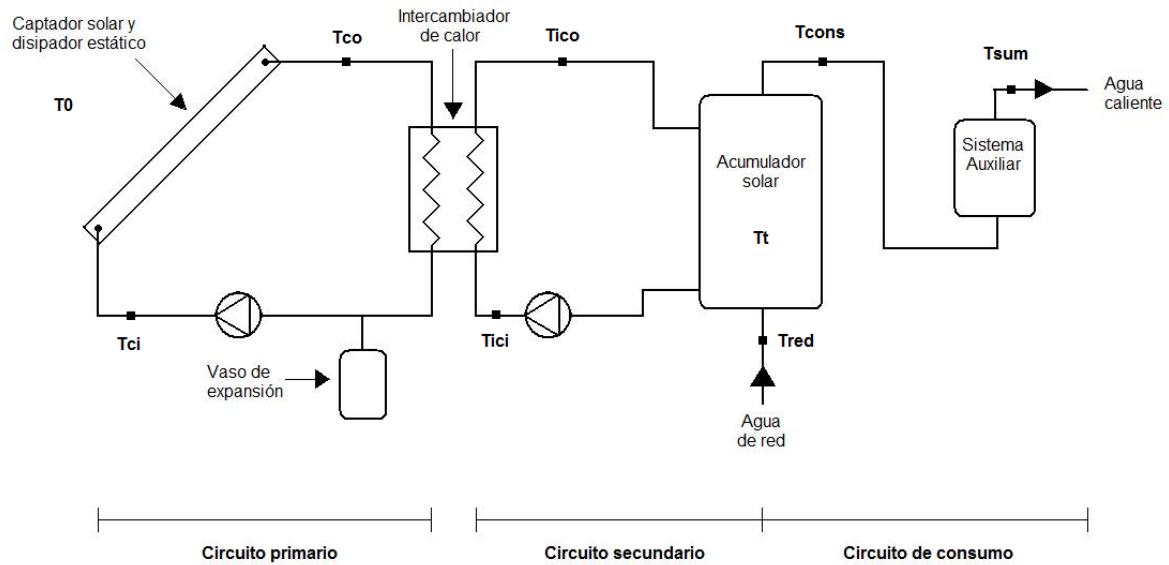


Figura 16: Esquema de la instalación con indicación del lugar en el que se dan las temperaturas que aparecen en el sistema de ecuaciones del método de cálculo (reproducido a partir de imagen presente en [4])

## 4.7.Resultados

### Captador sobre la cubierta (Caso $\beta=20,8^\circ$ ):

El captador con el que primero se ha alcanzado la fracción solar mínima ha sido el modelo ECO 18, obteniéndose los siguientes resultados:

Periodo	f	Qcol(W)	Qcons (W)	E <sub>ahor</sub> (MJ)	$\eta_c$
Enero	0,371	294,368	793,803	310,933	0,439
Febrero	0,478	334,296	699,147	342,468	0,427
Marzo	0,629	369,403	587,184	457,117	0,411
Abril	0,665	371,363	558,759	484,473	0,411
Mayo	0,747	349,086	467,239	503,392	0,398
Junio	0,928	386,123	416,157	553,79	0,402
Julio	1,104	379,727	343,965	505,330	0,34
Agosto	1,122	367,613	327,666	454,941	0,325
Septiembre	0,886	380,516	429,370	471,910	0,396
Octubre	0,625	332,219	531,571	389,060	0,418
Noviembre	0,432	288,411	667,414	300,912	0,427
Diciembre	0,321	253,596	789,720	259,636	0,442
<b>Año completo</b>	<b>0,637</b>			<b>5034</b>	<b>0,403 (media)</b>

Para calcular la contribución solar anual en los meses de Julio y Agosto se ha tenido en cuenta el calor necesario y no el generado, ya que la contribución solar en esos meses es mayor del 100%.

En los meses de Julio y Agosto se sobrepasa el 110% de la demanda energética, este excedente de calor habría que disiparlo bien mediante circulación nocturna del circuito primario o bien a través de equipos específicos.

### Captador sobre estructura con inclinación adicional (Caso $\beta=55,8^\circ$ ):

El captador con el que primero se ha alcanzado la facción solar mínima ha sido el modelo ECO 20M, obteniéndose los siguientes resultados:

Periodo	f	Qcol(W)	Qcons (W)	E <sub>ahor</sub> (MJ)	$\eta_c$
Enero	0,515	409,271	794,858	428,866	0,442
Febrero	0,587	424,894	723,367	418,008	0,434
Marzo	0,654	412,915	631,726	472,035	0,427
Abril	0,578	360,425	623,633	418,742	0,438
Mayo	0,564	302,159	535,860	377,753	0,435
Junio	0,642	312,945	487,367	381,104	0,454
Julio	0,761	302,510	397,319	382,724	0,423
Agosto	0,909	336,623	370,170	411,626	0,400
Septiembre	0,856	401,673	469,041	453,438	0,416
Octubre	0,718	400,473	558,020	444,129	0,425
Noviembre	0,576	388,445	674,658	398,410	0,429
Diciembre	0,453	357,545	789,720	363,666	0,444
<b>Año completo</b>	<b>0,627</b>			<b>4951</b>	<b>0,43 (media)</b>

### Comparación de resultados:

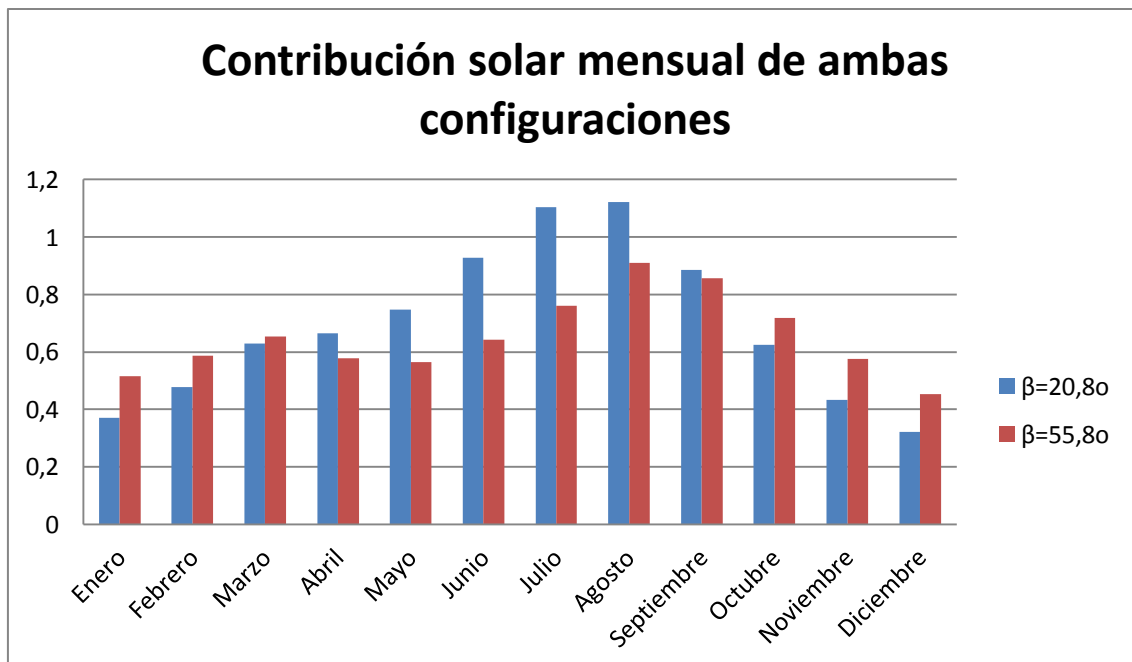


Figura 17: Comparación gráfica de los valores mensuales de contribución solar de ambas configuraciones.

Se debe recordar que estos resultados han sido obtenidos con dos captadores distintos, el ECO18 en el caso de  $\beta=20,8^\circ$  y el ECO20M en el caso de  $\beta=55,8^\circ$ . Las únicas diferencias entre ambos son el área de apertura, el caudal recomendado, la capacidad y el precio, todos mayores en el modelo ECO20M.

En el caso de  $\beta=20,8^\circ$ , la contribución solar varía entre un 32,1% en diciembre y un 112,2% en Agosto. En la figura 17 puede verse como en los meses de verano la contribución solar alcanza su valor máximo, disminuyendo hasta los meses de invierno. En el caso de  $\beta=55,8^\circ$ , la contribución solar varía entre un 43,5% en Diciembre y un 90,9% en Agosto. En los meses de Marzo y Agosto hay dos picos en la contribución solar, siendo los meses de Enero y, sobre todo, Diciembre los más pobres en cuanto a fracción solar aportada.

Estos resultados indican que situar el captador sobre la cubierta a una inclinación de  $20,8^\circ$  favorece la captación de radiación solar en los meses de verano y la perjudica en los meses de invierno. En el caso de situar el captador en una inclinación de  $55,8^\circ$ ; la aportación solar es más constante durante todo el año.

Las razones por las que ocurre esto son las siguientes:

Por un lado, la inclinación de los colectores hace que les llegue más o menos radiación directa en cada periodo del año. Esto se evalúa con el valor “ $R_b$ ”, que se define como la irradiancia directa diaria media que llega al colector entre la irradiancia directa diaria media que llega al suelo. Se puede ver en la figura 18 como varía este valor a lo largo del año para ambos casos. En ambos llega más irradiancia directa al captador que al suelo en los meses de invierno y, al contrario en los meses de verano, aunque este hecho es mucho más pronunciado en el caso de  $\beta=55,8^\circ$ .

Al calcular la irradiancia directa diaria media que llega a cada captador se observa (figura 19) que, en el caso de  $\beta=20,8^\circ$ , en los meses de verano se recibe mucha más que en los meses de invierno. En el caso de  $\beta=55,8^\circ$  la llegada de irradiancia es más estable a lo largo de todo el año, siendo Mayo y Junio los meses en los que menos llega.

Aunque la irradiancia difusa también aporta a la hora de obtener calor útil en los captadores, la mayor parte del calor obtenido proviene de la componente directa, por eso es importante este análisis.

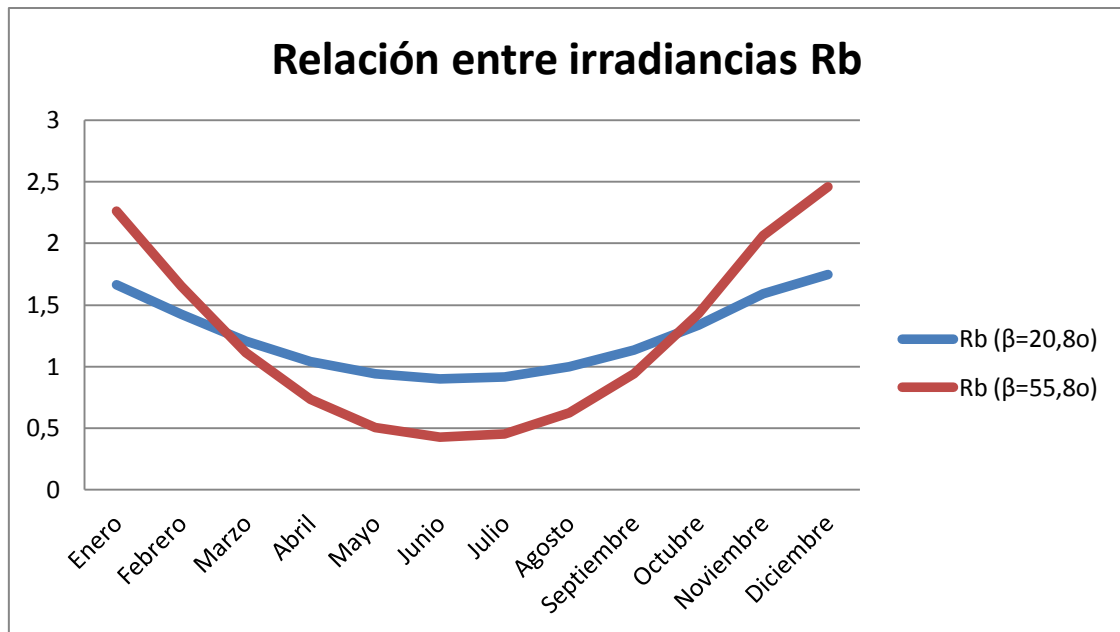


Figura 18: Gráfico en el que se compara el valor de Rb de cada mes para  $\beta=20,8^\circ$  y para  $\beta=55,8^\circ$ .

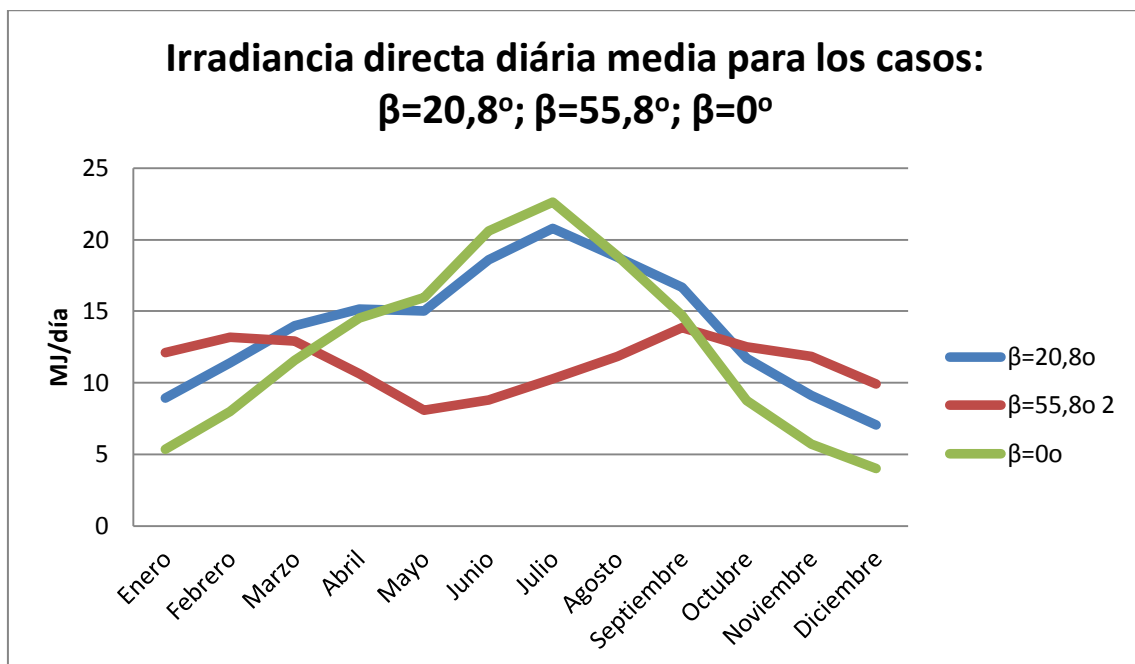


Figura 19: Gráfico en el que se compara la irradiancia directa diaria media que llega al suelo ( $\beta=0^\circ$ ) y a las superficies de captación para los casos en los que  $\beta=20,8^\circ$  y  $\beta=55,8^\circ$ .

Por otro lado, la demanda de energía media diaria en los meses de invierno es mayor que en los meses de verano, como se puede ver en la figura 20. Aunque la demanda está representada en unidades de energía y la irradiancia en unidades de energía por metro cuadrado, se puede ver que en el caso de  $\beta=20,8^\circ$  el periodo de mayores valores de irradiancia coincide con el del menor demanda (verano) y el periodo de menor irradiancia con el de mayor demanda (invierno). En el caso de  $\beta=55,8^\circ$  la irradiancia que llega al captador se adapta mejor a la demanda, aunque sigue habiendo un déficit en invierno y un pequeño superávit en verano en cuanto a relación irradiancia/demanda

energética. A continuación pueden verse los valores medios diarios para cada mes del año de la demanda energética y de la irradiancia para  $\beta=20,8^\circ$  y  $\beta=55,8^\circ$ .

Periodo	Demanda energética diaria media (MJ/día)	$H_{T\_aniso}$ (MJ/m <sup>2</sup> .día)	
		$\beta=20,8^\circ$	$\beta=55,8^\circ$
Enero	27,048	12,890	16,848
Febrero	25,580	16,170	18,522
Marzo	23,439	20,231	19,217
Abril	24,298	22,169	17,143
Mayo	21,735	23,065	15,060
Junio	19,896	25,949	15,017
Julio	16,301	27,071	15,681
Agosto	14,676	25,491	17,885
Septiembre	17,750	22,435	19,586
Octubre	20,081	16,969	18,157
Noviembre	23,211	13,267	16,662
Diciembre	26,082	10,688	14,198

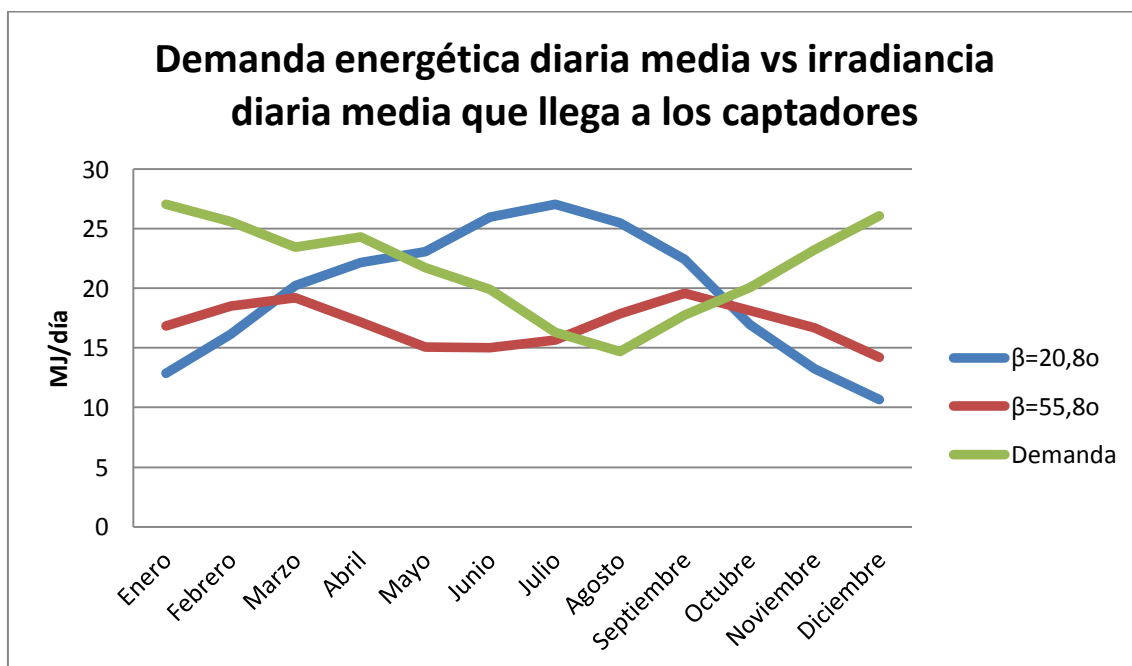


Figura 20: Gráfico en el que se compara a lo largo de todo el año la demanda de energía diaria media de cada mes con la irradiancia diaria media que cada mes llega a los captadores en los casos de  $\beta=20,8^\circ$  y  $\beta=55,8^\circ$ .

### Disipación de excedentes energéticos en el caso $\beta=20,8^\circ$ :

Como se ha dicho antes, en el caso de  $\beta=20,8^\circ$  es necesario disipar calor en los meses de verano y se han propuesto dos vías: La disipación de calor mediante equipos específicos o la circulación nocturna del circuito primario.



#### Circulación nocturna del circuito primario:

La circulación nocturna estaría gestionada por el propio sistema de control de la instalación. Para poder disipar calor mediante esta vía se necesita que haya disponibilidad de energía eléctrica y, por supuesto, que tanto las bombas como el sistema de control estén en condiciones de funcionamiento. Este modo de disipación de calor no se va a poner en práctica en esta instalación ya que se va a instalar un sistema de disipación de calor pasivo que evitará sobrecalentamientos.

#### Disipación de calor mediante equipos específicos:

Un equipo apropiado para disipar calor en el colector sería un sistema pasivo de disipación de calor compuesto por un intercambiador de calor por convección natural y una válvula termostática. Dicho sistema se instalaría en ambas configuraciones como medio de protección contra sobrecalentamientos. Su funcionamiento se describirá más adelante en el apartado 5.2.

Este equipo es de interés para disipar calor cuando la temperatura a la salida del captador se eleva por encima de  $90^{\circ}\text{C}$  y las bombas continúan en funcionamiento. En este caso, se produciría un doble efecto: por un lado, una disminución del caudal que circula a través del captador, con la consecuente disminución de la energía captada; por otro lado, la disipación de calor que se produce en el intercambiador de calor por convección natural, a través del cual circula la fracción del caudal que ha dejado de circular por el captador solar.

#### **Elección de una configuración:**

El caso  $\beta=20,8^{\circ}$  no necesitaría la inclusión de ningún dispositivo adicional con respecto al caso  $\beta=55,8^{\circ}$  para disipar excedentes energéticos como se acaba de ver. El resto de la instalación será idéntico para ambos casos, de modo que la decisión final depende exclusivamente de la fracción solar aportada en cada caso y del coste del equipo específico para cada configuración (captador solar y estructura que lo soporta):

##### Caso $\beta=20,8^{\circ}$ :

- Fracción solar: 0,637
- Precio del captador solar (P.V.P.): 495 €
- Precio de la estructura soporte para el captador (P.V.P.): 120 €
- Precio total del equipo específico (P.V.P.): 625 €

##### Caso $\beta=55,8^{\circ}$ :

- Fracción solar: 0,627
- Precio del captador solar (P.V.P.): 530 €
- Precio de la estructura soporte para el captador (P.V.P.): 160 €
- Precio total del equipo específico (P.V.P.): 690 €

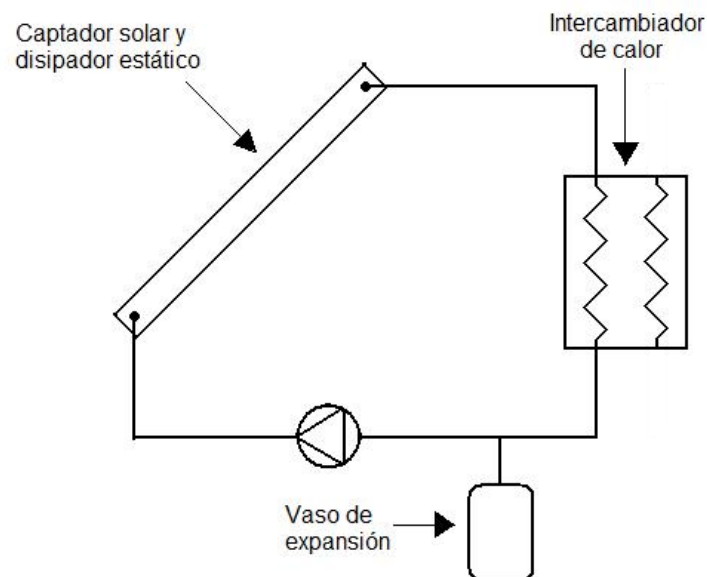
En el caso  $\beta=20,8^{\circ}$  el precio del equipo específico es menor y la fracción solar es mayor, de modo que la configuración elegida será: Captador solar plano modelo ECO 18 colocado sobre la cubierta de la vivienda con una inclinación  $\beta=20,8^{\circ}$ .

## 5. Elementos principales del circuito primario

En este apartado se van a dimensionar los principales elementos presentes en el circuito primario. También se va a describir el intercambiador de calor, aunque sea un elemento compartido entre el circuito primario y el secundario.

Aunque no tengan un apartado en exclusiva, las válvulas también serán elementos del circuito primario. Habrá como mínimo las siguientes:

- Una válvula de esfera, que se utilizará como purgador manual y se saturará en la parte más alta del circuito. Estará acompañada por un botellín.
- Una válvula de resorte, que actuará como válvula de seguridad, tarada en 7,5 bares (véase apartado 5.4).
- Una válvula de esfera, situada en la parte baja del circuito (despensa de la cocina) a través de la cual se podrá llenar el circuito. Es importante tener en cuenta que es necesario un sistema de llenado con un depósito, de modo que no se utilice al agua de red directamente, ya que el circuito se encuentra presurizado y la mezcla de anticongelante y agua puede contaminar el agua de red. Además, utilizando este sistema se puede controlar la proporción de agua y anticongelante que se introduce en el circuito y la presión de este.
- Una válvula termostática, necesaria para que el disipador estático funcione correctamente (véase apartado 5.2).



**Figura 21:** Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito primario (reproducido a partir de imagen presente en [4])

## 5.1.Tuberías y coquillas

Este circuito conecta el captador solar con la despensa de la planta baja (puntos A e I de la figura 22) en donde estarán situados el intercambiador, la bomba y el vaso de expansión por parte del circuito primario. La situación del captador solar en la cubierta se muestra en la figura 23.

Por los tramos de color azul de la figura 22 circula fluido en sentido intercambiador-captador (fluido que va a “calentarse” al captador) y por los tramos de color rojo circula fluido en sentido captador-intercambiador (fluido ya “calentado”).

Ninguno de los tramos mostrados se encuentra a la intemperie ya que se supone que en la construcción de la casa se prevé su instalación por debajo de la cubierta en el caso de los tramos EFGH y BCD, y por dentro de la cámara de aire en el caso de los tramos AB y HI. Todos estos tramos irán recubiertos con coquillas de aislante.

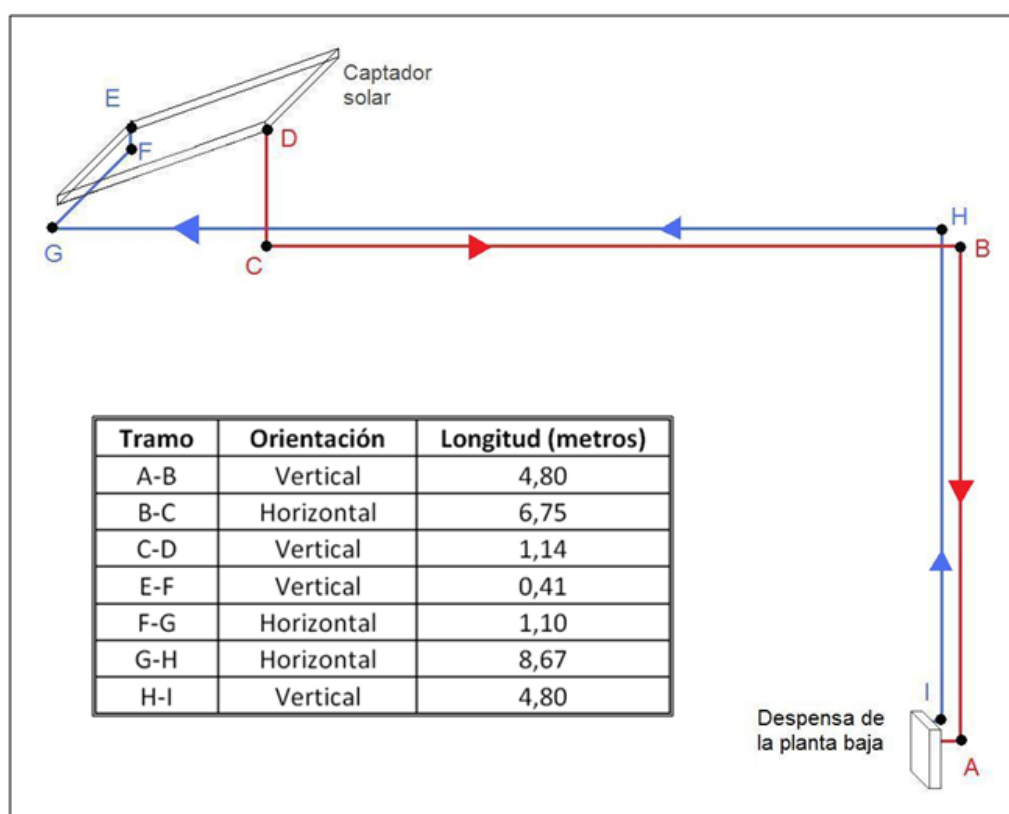
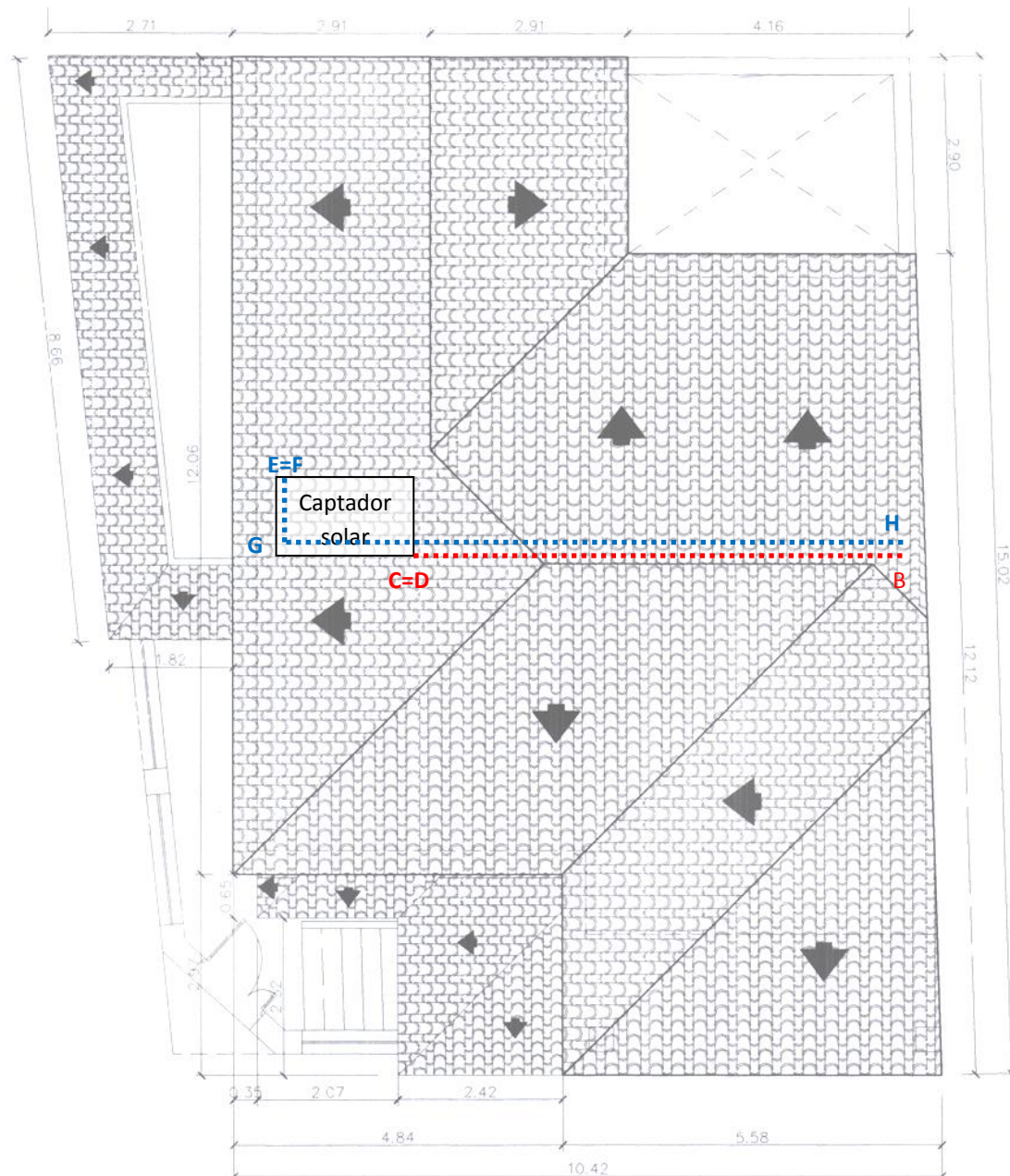


Figura 22: Tuberías del circuito primario y longitud de los tramos de estas.



**Figura 23:** Situación aproximada del captador solar sobre la cubierta de la vivienda. En línea discontinua aparecen las tuberías de ida (azul) y vuelta (rojo) al captador del circuito primario que discurren por debajo de la cubierta (imagen de la cubierta tomada de [3])

Las tuberías del circuito primario serán de cobre. Como guía para elegir las dimensiones de estas se va a seguir lo estipulado en el PCT [7]: “El diámetro de las tuberías se seleccionará de forma que la velocidad de circulación del fluido sea inferior a 2 m/s cuando la tubería discorra por locales habitados”. Teniendo en cuenta que el caudal que circulará por este circuito será de 80 l/h ( $2,22 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ ), se usarán tuberías de 10x1 mm logrando una velocidad del fluido de aproximadamente 0,44 m/s.

$$v \text{ (m/s)} = \frac{Q \text{ (m}^3/\text{s)}}{A \text{ (m}^2)} = \frac{2,22 \cdot 10^{-5}}{\left(\frac{\pi \cdot 0,008^2}{4}\right)} = 0,44 \text{ m/s}$$

### Aislante en coquillas:

El material del aislante será espuma elastomérica flexible, tendrá un espesor de 15,5mm y una conductividad térmica de 0,034 W/m·K (datos tomados de [13]). El nombre comercial del producto es “AF/Armaflex” y está fabricado por “Armacell”.

Haciendo un rápido cálculo se sabrá si se ha hecho bien no teniendo en cuenta las pérdidas térmicas en el circuito primario: Si se supone una temperatura del fluido caloportador de 85°C y una temperatura del aire ambiente de 7,7°C (temperatura media diaria del mes de Diciembre), la expresión para calcular el calor trasferido sería la siguiente:

$$Q = \frac{T_{calop} - T_{aire}}{R_t}$$

Donde Q es el calor transferido,  $T_{calop}$  es la temperatura del fluido caloportador,  $T_{aire}$  es la temperatura del aire ambiente y  $R_t$  es la resistencia térmica total. La resistencia térmica total sería la suma de los siguientes términos:

- Resistencia térmica a la transferencia de calor por convección forzada desde el fluido caloportador hacia la superficie del tubo de cobre.
- Resistencia térmica a la transferencia de calor por conducción en el tubo de cobre.
- Resistencia térmica a la transferencia de calor por conducción en el aislante.
- Resistencia térmica a la transferencia de calor por convección natural desde la superficie del aislante hacia el aire que lo rodea.

De todas estas resistencias térmicas la dominante es la que opone el aislante, de modo que para este cálculo estimativo se puede considerar que la resistencia térmica total es igual a la resistencia térmica que opone el aislante ( $R_{ais}$ )

$$R_t \approx R_{ais}$$

Si se tiene en cuenta el tramo ABCD del circuito primario (figura 22) para calcular la transferencia de calor, la resistencia térmica que opone el aislante en este tramo es:

$$R_{ais} = \frac{\ln(D_e/D_i)}{2 \cdot \pi \cdot k_{ais} \cdot L} = \frac{\ln(41/10)}{2 \cdot \pi \cdot 0,034 \cdot 12,69} = 0,5205 \text{ K/W}$$

Donde:

- $D_e$  es el diámetro exterior de la coquilla de aislante.
- $D_i$  es el diámetro interior de la coquilla de aislante.
- $k_{ais}$  es la conductividad térmica del aislante.
- L es la longitud del tramo ABCD del circuito primario.

El calor transferido a lo largo del tramo ABCD será:

$$Q = \frac{T_{calop} - T_{aire}}{R_t} = \frac{85 - 7,7}{0,5205} = 148,52W$$

Con esta estimación del calor transferido se puede calcular la variación de temperatura del agua con anticongelante desde que sale del captador a 85°C (punto A) hasta que llega al intercambiador de calor (punto B). Se han tomado las propiedades del fluido caloportador a 85°C ( $c_p$ ):

$$\Delta T = \frac{Q}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{148,52}{0,0219 \cdot 3905} = 1,74K$$

La temperatura variará menos de dos grados en el tramo considerado, teniendo en cuenta solamente la resistencia a la transferencia de calor que opone el aislante y teniendo en cuenta unas condiciones en las que la temperatura del aire exterior es baja, propia de los meses de invierno, y la temperatura del fluido caloportador es relativamente alta. Esta situación puede considerarse que es bastante desfavorable de cara a justificar no tener en cuenta las pérdidas de calor en el circuito primario. Además, con una resistencia térmica elevada por parte del aislante la temperatura superficial de la coquilla no diferirá mucho de la temperatura ambiente, lo que limitará aún más la pérdida de calor por parte del fluido ya que la transferencia de calor desde la superficie de la coquilla hacia el ambiente será menor.

En conclusión, se considera que la colocación de este aislante justifica no tener en cuenta las pérdidas de calor en el circuito primario.

## 5.2. Disipador estático

Este equipo se va a colocar en la instalación para evitar sobrecalentamientos en el captador de una forma pasiva. Su funcionamiento no depende de la disponibilidad de energía eléctrica ni del correcto funcionamiento de las bombas.

Según datos del fabricante, mediante la instalación de este dispositivo, en condiciones de paro de las bombas, en una situación de máxima radiación solar, no se superarían los 105°C de temperatura en el captador si se elige el disipador adecuado según sus criterios. Este sistema está compuesto por una válvula termostática preajustada a 90°C y de un intercambiador de calor por convección natural.

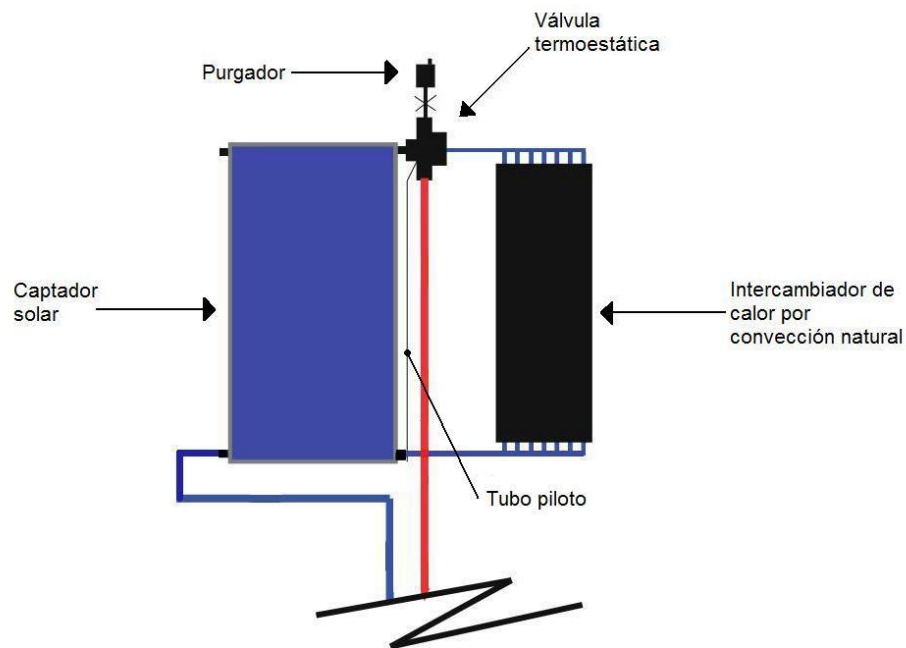


Figura 24: Distintos elementos del disipador estático conectados al captador solar (imagen modificada a partir de original en [14])

El funcionamiento del sistema tiene tres fases:

1ª fase: Se da cuando la temperatura del líquido caloportador a su paso por la válvula no supera los 90°C. En este estado la válvula está completamente cerrada hacia el intercambiador, el líquido caloportador sólo circula por el captador solar y por el resto de la instalación.

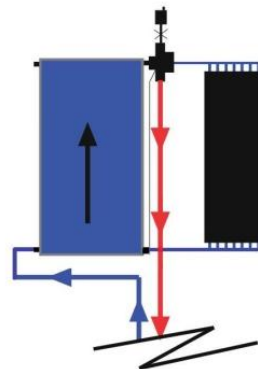


Figura 25: Circulación del fluido en la primera fase de funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original en [14])



2ª fase: Se da cuando la temperatura se eleva de  $90^{\circ}\text{C}$ . La válvula se empieza a abrir hacia el intercambiador dejando circular parte del líquido caloportador a través de él, el resto del fluido seguirá el recorrido normal a través del captadore y la instalación.

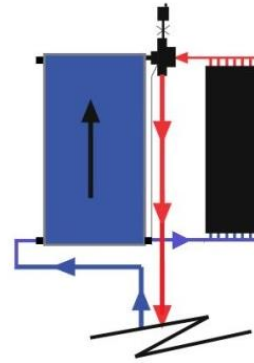


Figura 26: Circulación del fluido en la segunda fase del funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original tomada de [14])

3ª fase: Se da cuando la temperatura alcanza los  $95^{\circ}\text{C}$ , y las bombas están paradas (ya sea por falta de energía eléctrica, por fallo en las bombas o porque el sistema de control las ha parado). La válvula está completamente abierta y la circulación del líquido caloportador pasa a través del intercambiador por gravedad, eliminando el calor generado en el captadores.

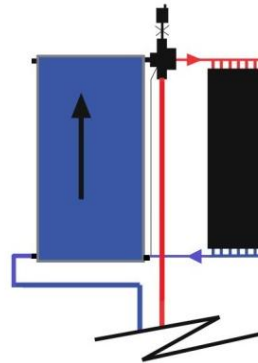


Figura 27: Circulación del fluido en la tercera fase de funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original en [14])

El tubo piloto propicia una pequeña circulación entre el captador y la válvula termoestática, consiguiendo que la temperatura del fluido que pasa por la válvula sea la misma que la temperatura del fluido que circula a través del captadores solares.

Dadas las características del captador solar ECO18 y en las recomendaciones del fabricante disipador estático, se ha elegido el intercambiador de calor “Disipasol 2m” de 3 tubos fabricado por “Caldia solar”. También se debe adquirir la válvula termoestática.

### 5.3.Bomba

La bomba irá colocada en la despensa de la cocina, en la planta baja de la vivienda. Su lugar en el circuito primario está a continuación del vaso de expansión siguiendo el sentido del fluido (véase figura 21)

Cálculos previos como los que se van a describir en este apartado indican que la bomba adecuada para el circuito primario es el modelo “Stratos ECO-STG 15/1-5-130” del fabricante “Wilo”.

Esta bomba admite mezclas de agua y glicol hasta un 50%, por lo que es válida para esta instalación. El fabricante aconseja revisar los datos de impulsión a partir de un 20% de mezcla, pero no ofrece ningún tipo de dato de este tipo para mezclas superiores a este porcentaje, de modo que se utilizarán los datos de impulsión relativos al agua, que son los únicos que se ofrecen.

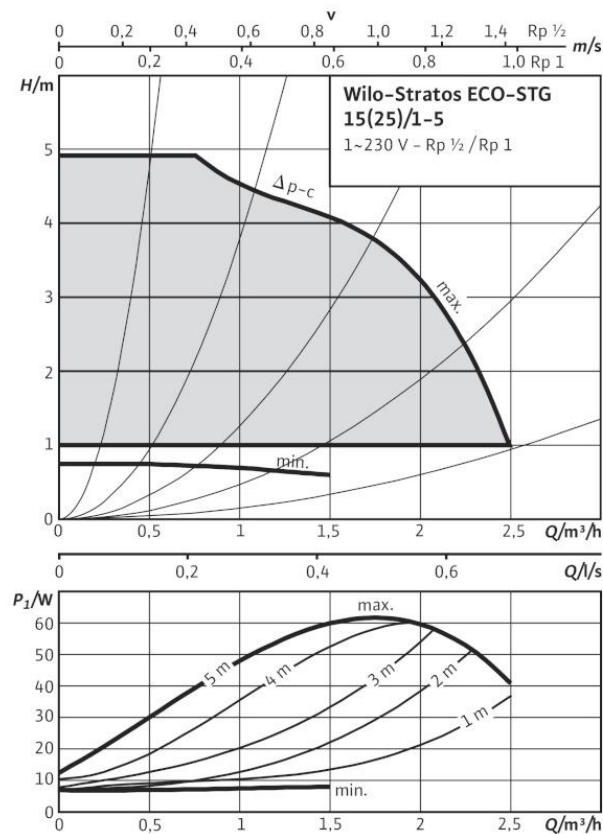
El campo de aplicación autorizado es el siguiente:

- Rango de temperaturas del fluido: De +15°C a +110°C.
- Presión de trabajo máxima: 10 bares

Este tipo de bombas dispone de regulación electrónica continua de la velocidad del rotor, por este motivo en las figuras 28 y 29 no aparece ninguna curva característica de la bomba a una velocidad del rotor determinada, salvo una parte de la curva a velocidad máxima del rotor (denominada en los diagramas como *máx.*) y la curva correspondiente a la velocidad mínima. Puede trabajar en todo el rango de presiones y caudales sombreados.

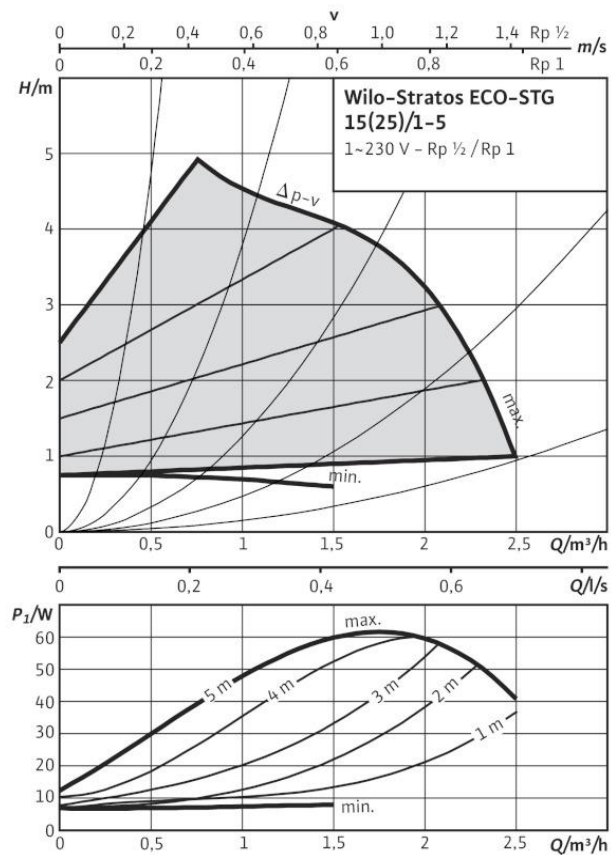
Los modos de trabajo son los siguientes:

- Modo manual, en el que la bomba mantiene una velocidad del rotor constante (previamente seleccionada del rango disponible)
- Modo presión diferencial constante: El equipo electrónico mantiene constante la presión diferencial en un valor nominal determinado en toda la gama de caudales admisibles hasta la curva característica máxima generada por la bomba. Los diagramas diferencial de presión-caudal y consumo de potencia-caudal se muestran abajo para este modo de funcionamiento.



**Figura 28: Diagramas de funcionamiento de la bomba del circuito primario en el modo presión diferencial constante [17]**

- Modo presión diferencial variable: El equipo electrónico varía el valor nominal de la presión diferencial que debe conseguirse con la bomba entre un valor determinado para la curva de rendimiento máxima (HS) y la mitad de este valor para caudal cero ( $1/2HS$ ). El valor nominal de la presión diferencial  $H$  varía en función del caudal suministrado  $Q$  en forma lineal, tal y como aparece en el diagrama presión diferencial-caudal de este modo de funcionamiento . El diagrama consumo de potencia-caudal se muestran abajo para este modo de funcionamiento.



**Figura 29: Diagramas de funcionamiento de la bomba del circuito primario en el modo presión diferencial variable [17]**

El modo de operación elegido es el modo presión diferencial constante. Esta elección supone que la bomba trabaje a caudal constante, condición que se estableció en el sistema de ecuaciones descrito en el apartado 4.6.

Si se eligiera la opción de trabajar en el modo presión diferencial variable, se trabajaría a caudal variable. Un criterio para variar el caudal sería mantener una temperatura constante del fluido en un punto concreto del circuito, por ejemplo a la salida del captador. Para hacer esto primero se requeriría un estudio adicional para determinar la influencia de este modo de operación en los captadores y en el resto de la instalación y replantear el sistema de ecuaciones del apartado 4.6

### **Cálculo de la pérdida de carga del circuito primario:**

La pérdida de carga se calculará para una temperatura del fluido primario de  $50^\circ\text{C}$ , debido a que es la temperatura media anual de este circuito (resultado de resolver el sistema de ecuaciones descrito en el apartado 4.6) y un caudal de 80 l/h.

Expresión para el cálculo de la pérdida de carga:

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \left[ \frac{L}{D} \cdot f + \sum K_i \right] + \Delta p_{\text{captador}} + \Delta p_{IC}$$

Donde:

- $\rho$  es la densidad del fluido a 50°C que es igual a 1006,43 kg/m<sup>3</sup>.
- $v$  es la velocidad del fluido que es igual a 0,44 m/s.
- $L$  es la longitud total de todas las tuberías que componen el circuito primario (27,272 metros en total)
- $D$  es el diámetro interior de las tuberías del circuito primario (8 mm)
- $f$  es el factor de fricción, tiene un valor de 0,042.
- $\Sigma K_i$  es el sumatorio de la longitud equivalente de las pérdidas puntuales de carga. Su valor se ha estimado que es 6,487.
- $\Delta p_{\text{captador}}$  es la pérdida de carga del fluido al atravesar el captador (75,51 Pa; es un dato proporcionado por el fabricante).
- $\Delta p_{IC}$  es la pérdida de carga en el intercambiador de calor (26,14 Pa).

Sustituyendo estos valores, se obtiene que la pérdida de carga tiene un valor de:

$$\Delta p = 14682,38 Pa = 1,5 mca$$

Entrando en los diagramas de las figuras 28 y 29 con este valor de pérdida de presión y un caudal de 0,08 metros cúbicos a la hora, se puede ver que se está en la zona sombreada en ambos casos, lo que significa estar en la zona de funcionamiento de la bomba.

#### Cálculo del NPSH<sub>d</sub>:

Altura de entrada mínima en la boca de aspiración para evitar cavitación:

- Altura mínima de 0,5 m para una temperatura del agua de 50°C.
- Altura mínima de 3 m para una temperatura del agua de 95°C.
- Altura mínima de 10 m para una temperatura del agua de 110°C.

En este caso, como la temperatura del fluido ya va a estar limitada por el sistema de control, solo se comprobará que se alcanza la altura mínima en los casos de temperatura del fluido igual a 50°C y 95°C.

En ambos casos se supondrá que el fluido en el punto más alto del circuito (punto D de la figura 22) se encuentra a presión atmosférica. Este sería el caso más desfavorable de cara a demostrar que se dispone de suficiente NPSH en un circuito cerrado presurizado. A partir de este punto, siguiendo el sentido del flujo hasta la bomba, se evaluará de cuanta presión neta se dispone en la aspiración de la bomba. Esta es la expresión que se utilizará para evaluar la presión neta disponible en la aspiración de la bomba:

$$NPSH_d = \frac{P_a}{\rho_{\text{agua}} \cdot g} + h - \frac{\rho}{2 \cdot g \cdot \rho_{\text{agua}}} \left( \frac{v^2}{2} \right) \left( \frac{L_{DA}}{D} f + \sum K_{DAi} \right) - \frac{\Delta P_{IC}}{\rho_{\text{agua}} \cdot g}$$

Donde:

- $P_a$  es la presión atmosférica, de valor 101300 Pa.
- $\rho_{\text{agua}}$  es la densidad del agua, de valor 1000 kg/m<sup>3</sup>.
- $g$  es la aceleración de la gravedad, de valor 9,8 m/s.
- $h$  es la diferencia de altura entre el punto D del circuito y el punto A, que se encuentra a la misma cota que la bomba. Su valor es de 5,94 metros.
- $\rho$  es el valor de la densidad del fluido caloportador.
- $v$  es la velocidad del fluido, que vuelve a tomar el valor de 0,44 m/s.
- $L_{DA}$  es la longitud de tubería que hay entre el punto D y el punto A es igual a 12,69 m (véase figura 22)
- $D$  es el diámetro de la tubería (8 mm)
- $f$  es el factor de fricción, diferente para cada una de las temperaturas tenidas en cuenta.
- $\Sigma K_{DAi}$  es el sumatorio de la longitud equivalente de las pérdidas puntuales de carga desde el punto D al A. Su valor se ha estimado que es 3,013 metros.
- $\Delta P_{IC}$  es la pérdida de carga en el intercambiador de calor (26,14 Pa)

Caso 50°C:

El factor de fricción en este caso es 0,042, obteniendo un NPSHd igual a 15,93 mca.

Caso 95°C:

El factor de fricción en este caso es 0,035, obteniendo un NPSHd igual a 16,08 mca. En ambos caso el NPSH disponible es ampliamente mayor que el requerido, de modo que la bomba es adecuada para esta instalación y sus condiciones de trabajo.

## 5.4.Vaso de expansión

El vaso de expansión se ubicará en la aspiración de la bomba (véase al figura 21) en la despesa de la planta baja.

El dimensionamiento del vaso de expansión se hará siguiendo la norma UNE-100155:2004 [21] como es usual en sistemas de calefacción cerrados ya que en la sección HE 4 se contempla esta vía. No obstante, existen métodos específicos para este tipo de instalaciones en los que se tiene en cuenta que el fluido caloportador puede encontrarse a temperaturas bajo cero y, por lo tanto, consideran una diferencia mayor entre el volumen máximo y volumen mínimo ocupado por el fluido.

Los pasos para calcular un vaso de expansión son:

- Cálculo del volumen útil del vaso.
- Cálculo del coeficiente de presión.
- Obtención del volumen total del vaso de expansión.

### Cálculo del volumen útil:

El anexo 7 del PCT [7] obliga a realizar un dimensionado especial del volumen útil del vaso de expansión si bajo condiciones de estancamiento el medio de transferencia puede llegar a evaporarse. Esto se hace con el objetivo de poder restablecer un régimen de operación normal tras las condiciones de estancamiento sin tener que añadir nuevo fluido caloportador porque la válvula de seguridad se haya abierto durante el estancamiento.

Debido a la instalación de un disipador estático, la temperatura del fluido caloportador en el captador no alcanzará 105°C de temperatura y, consecuentemente, nunca se alcanzarán condiciones de estancamiento, por lo que no es necesario el mencionado dimensionado especial.

Como se verá en el cálculo del coeficiente de presión, la presión mínima de funcionamiento del circuito primario ( $P_m$ ) es de 2,594 bares. La temperatura de saturación del agua pura a esta presión es de 127°C. Aunque no se dispone de la temperatura de ebullición de la mezcla de agua y propilenglicol, si se sabe que es mayor a la del agua pura. Debido al disipador estático, en condiciones normales no se alcanzarían 127°C en el circuito primario, de modo que a la hora de calcular el volumen del vaso de expansión no se tendrá en cuenta la posible evaporación de parte del fluido de trabajo. El volumen útil ( $V_u$ ) en este caso se calculará de la siguiente forma:

$$V_u = V_{dilatado} + V_{vapor} = V_{dilatado}$$

Donde  $V_{dilatado}$  denota al volumen de dilatación del fluido desde una temperatura de 4°C hasta la máxima de funcionamiento, que se toma como la temperatura máxima en la impulsión de la bomba, que se estima que es 85°C.  $V_{vapor}$  representa el volumen desplazado por la evaporación de parte del fluido y en este caso es igual a cero como se ha razonado arriba.



$$V_{dilatado} = Ce \cdot V$$

Donde:

- Ce es el coeficiente de dilatación del fluido
- V es el volumen total de fluido contenido en la instalación.

En la norma UNE-100155:2004 [21] se indica como calcular el coeficiente de expansión para soluciones acuosas de glicol en función de la temperatura máxima de funcionamiento y del porcentaje volumétrico de glicol en agua (34,28%). El resultado para este caso es:

$$Ce = 0,0412911$$

El volumen total del fluido contenido en la instalación es la suma del volumen contenido en el captador solar, en el intercambiador de calor, en las tuberías y en el disipador estático. El volumen contenido en el captador solar, en el intercambiador y en el disipador lo aportan los fabricantes de estos, mientras que el volumen contenido en las tuberías ha sido calculado teniendo en cuenta el diámetro interior de estas (8mm) y una longitud del circuito de 27,272 metros.

$$V = V_{cap} + V_{IC} + V_{tub} + V_{dis} = 1,50 + 0,142 + 1,37 + 0,224 = 3,236l$$

Donde:

- $V_{cap}$  es el volumen de fluido contenido en el captador en litros
- $V_{IC}$  es el volumen de fluido contenido en el intercambiador de calor en litros
- $V_{tub}$  es el volumen de fluido contenido en las tuberías en litros.
- $V_{dis}$  es el volumen de fluido contenido en el disipador estático.

Finalmente:

$$V_u = V_{dilatado} = 3,236l$$

### **Cálculo del coeficiente de presión:**

El coeficiente de presión ( $C_p$ ) para vasos de expansión cerrados con membrana, que se halla partiendo de la ecuación de estado para gases perfectos considerando que la variación de volumen tiene lugar a temperatura constante (ley de Boyle y Mariotte), se define como:

$$C_p = \frac{V_t}{V_u} = \frac{P_M}{P_M - P_m}$$

Donde:

- $V_t$  es el volumen total del vaso de expansión.
- $P_M$  es la presión máxima en el vaso.
- $P_m$  es la presión mínima en el vaso.

La presión máxima en el vaso debe ser menor que la presión de tarado de la válvula de seguridad. La presión de tarado de la válvula de seguridad debe ser menor que la presión máxima de trabajo de todos los dispositivos del circuito primario. En la siguiente tabla se muestran presiones máximas de los dispositivos principales:

Dispositivo	Presión máxima de trabajo (bares)
Captador solar	10
Intercambiador de calor	16
Bomba	10
Disipador estático	8
Tubería de cobre	95,65

La válvula de seguridad debe estar tarada por debajo de 8 bares, suponiendo que el resto de los dispositivos (elementos de valvulería y conexiones) tienen una presión de trabajo mayor a 8 bares. En esta instalación se va a tarar en 7 bares (manométrica).

La presión máxima de trabajo del vaso (presión absoluta) será la menor de las siguientes:

$$P_M = 0,9 \cdot P_{vs} + 1 = 7,3 \text{ bar} \text{ (es el 10\% menor que } P_{vs})$$

$$P_M = P_{vs} + 0,65 = 7,65 \text{ bar} \text{ (es 0,35 bar menor que } P_{vs})$$

De modo que la presión máxima en el vaso será 7,3 bar. No es necesario corregir este valor teniendo en cuenta la altura del vaso de expansión.

La presión mínima de funcionamiento en el vaso de expansión debe elegirse de manera que, en cualquier punto del circuito y con cualquier régimen de funcionamiento de la bomba de circulación, la presión existente sea mayor que la presión atmosférica y la presión de vapor del agua a la máxima temperatura de funcionamiento. Teniendo en cuenta esto, el punto más crítico para elegir la presión mínima es la salida del captador solar, ya que es el punto a mayor temperatura del circuito y el situado más alto.

El disipador estático limitaría la temperatura de este punto a, como mucho, 105°C. A esta temperatura, la presión de vapor del agua es 1,50 bares (presión absoluta), mayor por lo tanto a la presión atmosférica.

Según la norma UNE-100155:2004 [21] debe tomarse un margen de seguridad de 0,5 bares para sistemas a temperaturas mayores a 90°C. También, la presión resultante debe de ser corregida con la altura del emplazamiento del vaso de expansión, resultando finalmente:

$$P_m = 1,5 + 0,5 + 0,1 \cdot h = 1,5 + 0,5 + 0,1 \cdot 5,94 = 2,594 \text{ bar}$$

Donde  $h$  es la diferencia de altura entre la salida del fluido del captador y el vaso de expansión.

Por otra parte, como ya se ha calculado en el dimensionamiento de la bomba, esta  $P_m$  es más que suficiente para evitar fenómenos de cavitación en la aspiración de las bombas.

Con  $P_M$  y  $P_m$  ya calculadas, el coeficiente de presión resultante es:

$$Cp = \frac{P_M}{P_M - P_m} = \frac{7,3}{7,3 - 2,594} = 1,55$$

#### **Obtención del volumen total del vaso de expansión:**

$$V_t = Cp \cdot V_u = 1,463 \cdot 3,236 = 4,73l$$

El vaso de expansión elegido entre los modelos comerciales es el modelo “5SMF” fabricado por “Industrias Ibaiondo S.A”. Sus características son las siguientes (tomadas de [23]):

- Precarga: 2,5 bar.
- Temperatura de trabajo: -10°C hasta +100°C.
- Peso: 2,5 kg.
- Capacidad: 5 l.
- Presión máxima: 10 bar.
- Conexión al agua: R 3/4”.

## 5.5. Intercambiador de calor

El tipo de intercambiador que se va a usar es un intercambiador de placas. Al ser un intercambiador compacto, es capaz de intercambiar altos valores de calor con un tamaño relativamente pequeño. Su lugar dentro del esquema del circuito primario puede verse en la figura 21. Se ubicará dentro de la despensa de la cocina, en la planta baja.

Para calcularlo se va a seguir lo dispuesto por el PCT [7]:

- La transferencia de calor del intercambiador de calor por unidad de área de captador no deberá ser menor que  $40 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Es decir, el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador y el área de transferencia de este deben cumplir lo siguiente:

$$UA > 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 1,77\text{m}^2 = 70,8 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

- La potencia mínima del intercambiador de calor se determinará para las condiciones de trabajo en las horas centrales del día, suponiendo una radiación solar de  $1000 \text{ W/m}^2$  y un rendimiento de la conversión de energía solar a calor del 50%. Considerando estado estacionario y que no se tienen en cuenta las pérdidas de calor, la potencia mínima del intercambiador ( $P_{\min}$ ) cumplirá lo siguiente:

$$P_{\min} = H_{WT} \cdot A_{col} \cdot \eta_c = C_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = C_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = 885\text{W}$$

Donde:

- $C_1$  es la capacidad calorífica del fluido que circula por el circuito primario y es igual a  $85,151 \text{ W/K}$ .
- $C_2$  es la capacidad calorífica del fluido que circula por el circuito secundario y es igual a  $172,759 \text{ W/K}$ .

Para este caso en concreto, como se ha dicho arriba, se ha tomado:

- $H_{WT}$  es igual a  $1000\text{W/m}^2$ .
- $\eta_c$  es igual a  $0,5$ .

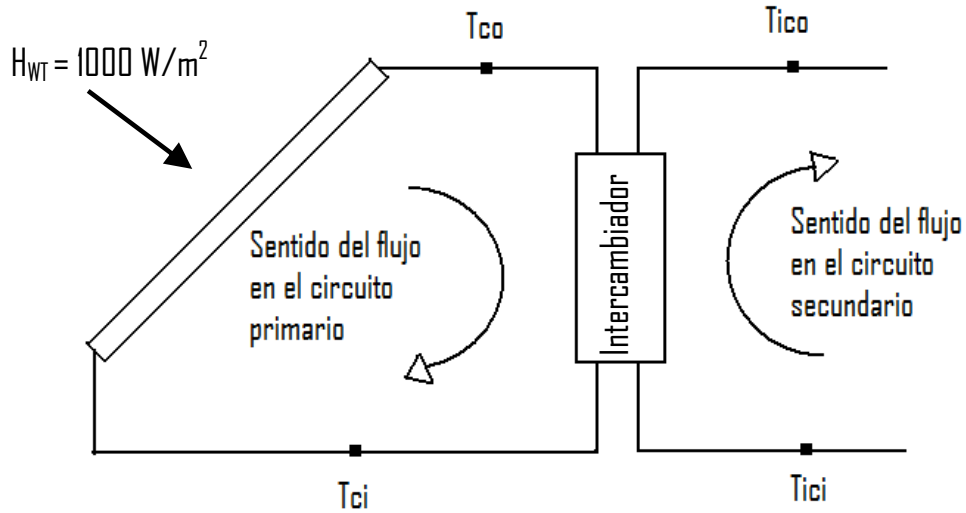


Figura 30: Parte de la instalación considerada en el dimensionamiento del intercambiador de calor

En los cálculos para dimensionar la superficie de captación, se ha tomado una eficiencia del intercambiador del calor ( $\varepsilon$ ) igual a 0,53. De modo que también se cumple lo siguiente:

$$P_{min} = C_{min} \cdot (Tco - Tici) \cdot \varepsilon = C_1 \cdot \varepsilon \cdot (Tco - Tici) = 885W$$

De las relaciones anteriores se sabe que:

$$Tco - Tci = \frac{P_{min}}{C_1} = 10,39K$$

$$Tico - Tici = \frac{P_{min}}{C_2} = 5,12K$$

$$Tco - Tici = \frac{P_{min}}{C_1 \cdot \varepsilon} = 19,61K$$

Para un intercambiador a contra flujo, como es el caso de los intercambiadores de placas, se cumple:

$$P_{min} = U \cdot A_{min} \cdot \Delta T_{ml} = U \cdot A_{min} \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

Donde:

- U es el coeficiente global de transferencia de calor.
- $A_{min}$  es el área mínima de intercambio que debe de tener el intercambiador.
- $\Delta T_{ml}$  es la diferencia de temperaturas logarítmica media.
- $\Delta T_1$  es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente a la entrada del intercambiador y el fluido frío a la salida de él. En este caso:

$$\Delta T_1 = Tco - Tico$$

- $\Delta T_2$  es la diferencia de temperatura entre el fluido caliente a la salida del intercambiador y el fluido frío a la entrada de él. En este caso:

$$\Delta T_2 = T_{ci} - T_{ci}$$

La diferencia de temperaturas logarítmica media se calcula del siguiente modo:

$$\begin{aligned}\Delta T_{ml} &= \frac{(T_{ci} - T_{ici}) - (T_{co} - T_{ico})}{\ln\left(\frac{T_{ci} - T_{ici}}{T_{co} - T_{ico}}\right)} = \frac{(T_{ico} - T_{ici}) + (T_{ci} - T_{co})}{\ln\left(\frac{(T_{co} - T_{ici}) - (T_{co} - T_{ci})}{(T_{co} - T_{ici}) - (T_{ico} - T_{ici})}\right)} \\ &= \frac{5,12 - 10,39}{\ln\left(\frac{19,61 - 10,39}{19,61 - 5,12}\right)} = 11,66K\end{aligned}$$

Obteniendo finalmente:

$$U \cdot A_{min} = \frac{P_{min}}{\Delta T_{ml}} = 75,9 \frac{W}{K} > 70,8 \frac{W}{K}$$

Se cumple, por lo tanto, lo estipulado en el PCT [7] en referencia al coeficiente global de transferencia de calor y al área de transferencia. Se extrae de este resultado que haber tomado una eficiencia para el intercambiador de calor igual a 0,53 hace que se cumpla lo estipulado en el PCT teniendo en cuenta los valores de C1 y C2.

### **Cálculo del Número de placas del intercambiador:**

A continuación se calculará el número de placas necesarias para conseguir estas condiciones mínimas de intercambio de calor utilizando el modelo de intercambiador “T2B-FG” fabricado por “Alfa laval”.

El primer paso para este cálculo es citar las características de las placas y las propiedades relevantes de ambos fluidos.

Características de las placas:

- Espesor de la placa ( $t$ ) = 0,3 mm.
- Material de las placas: Acero inoxidable 316, cuya conductividad térmica a 60°C es de 13,994 W/m.K ( $k_p$ ).
- Amplitud de corrugación ( $b$ ) = 4 mm.
- Ángulo de chevron ( $\beta$ ) = 30°
- Relación longitud desarrollada/ longitud proyectada ( $\Lambda$ ) = 1,1.
- Ancho de la placa ( $w$ ) = 69,05 mm.
- Longitud efectiva de la placa ( $L_p$ ) = 298 mm.

Propiedades del fluido caliente, agua mezclada con propilenglicol a una temperatura de 85°C. Se tomará como fluido 1.

- $C_{p1} = 3905 \text{ J/Kg.K.}$
- $\rho_1 = 981,25 \text{ Kg/m}^3$ .
- $k_1 = 0,4778 \text{ W/m.K.}$
- $\mu_1 = 6,5796 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s.}$
- $Pr_1 = 5,482$ .
- $\dot{m}_1 = 0,022 \text{ kg/s}$  (obtenido a partir de un caudal de 80 l/h).

Propiedades del fluido frío, agua de consumo a una temperatura de 60°C. Se tomará como fluido 2.

- $C_{p2} = 4180 \text{ J/Kg.K.}$
- $\rho_2 = 1018 \text{ Kg/m}^3$ .
- $k_2 = 0,656 \text{ W/m.K.}$
- $\mu_2 = 4,53 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s.}$
- $Pr_2 = 2,88$ .
- $\dot{m}_2 = 0,04133 \text{ kg/s}$  (obtenido a partir de un caudal de 150 l/h)

El problema del cálculo del número de placas consiste en resolver la siguiente relación:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_1 \cdot A} + \frac{R_{f1}''}{A} + \frac{t}{k_p \cdot A} + \frac{R_{f2}''}{A} + \frac{1}{h_2 \cdot A}$$

$$U \cdot A = A \cdot \left( \frac{1}{h_1} + R_{f1}'' + \frac{t}{k_p} + R_{f2}'' + \frac{1}{h_2} \right)^{-1} = Np \cdot w \cdot L_p \cdot \left( \frac{1}{h_1} + R_{f1}'' + \frac{t}{k_p} + R_{f2}'' + \frac{1}{h_2} \right)^{-1}$$

Donde  $Np$  es el número de placas,  $h_1$  y  $h_2$  son, respectivamente, los coeficientes de transmisión de calor por convección de los fluidos uno y dos y  $R_{f1}''$  y  $R_{f2}''$  son los factores de ensuciamiento del intercambiador para el fluido 1 y 2 respectivamente. Siguiendo lo estipulado en el PCT [7], se toman los siguientes valores para las resistencias de ensuciamiento:

- $R_{f1}'' = 0,0008 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$
- $R_{f2}'' = 0,0006 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Cálculo de  $h_1$ :

$$h_1 = \frac{k_1 \cdot Nu_1}{d_e}$$

$h_1$  se obtiene a partir del número de Nusselt ( $Nu_1$ ), de la conductividad térmica del fluido ( $k_1$ ) y del diámetro equivalente ( $d_e$ ), definido como:

$$d_e = \frac{4bw}{2(b + \Lambda w)}$$

Número de Nusselt para intercambiadores de placas:

$$Nu_1 = C_h \cdot Re_1^y \cdot Pr_1^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_1}{\mu_{w1}} \right)^{0,17} = C_h \cdot Re_1^y \cdot Pr_1^{1/3}$$

$C_h$  e  $y$  son constantes elegidas a partir del número del Reynolds y del ángulo  $\beta$  de la tabla del anexo B, en la que se muestran las constantes de Kumar para transferencia de calor sin cambio de fase y pérdida de carga en intercambiadores de placas.  $\mu_{w1}$  representa la viscosidad del fluido a la temperatura de la pared. Tanto en el cálculo de  $h_1$  como en el cálculo de  $h_2$  se supone que la viscosidad a la temperatura de la pared es igual a la viscosidad a la temperatura media del fluido, de modo que  $\mu = \mu_w$ .

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v_1 \cdot d_e}{\mu_1} = \frac{\dot{m}_1 \cdot d_e \cdot 2}{\mu_1 \cdot b \cdot w \cdot Np} = 1672,75 \left( \frac{1}{Np} \right)$$

Para que el número de Reynolds sea menor que 10, el número de placas del intercambiador debe ser mayor a 167. Este es un número de placas desmesurado y se estima que este intercambiador tendrá un número de placas muchísimo menor, de modo que se eligen las constantes de Kumar para  $\beta=30^\circ$  y Reynolds mayor que 10:  $C_h = 0,348$  e  $y = 0,663$ . Resultando:

$$h_1 = \frac{k_1 \cdot C_h \cdot Re_1^y \cdot Pr_1^{1/3}}{d_e} = 5819,297 \cdot \left( \frac{1}{Np} \right)^{0,663} \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Cálculo de  $h_2$ :

Se calcula del mismo modo que  $h_1$ , de modo que se va a ir directamente a los resultados:

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot v_2 \cdot d_e}{\mu_2} = \frac{\dot{m}_2 \cdot d_e \cdot 2}{\mu_2 \cdot b \cdot w \cdot Np} = 4564,321 \left( \frac{1}{Np} \right)$$

Al igual que en el caso anterior, para que el número de Reynolds sea menor que 10 el número de placas debe ser desmesurado, en este caso serían más de 457, de modo que se toma la misma hipótesis: El número de placas es mucho menor. Las constantes de Kumar que corresponden son las mismas que en el caso de  $h_1$ :  $C_h = 0,348$  e  $y = 0,663$ .



$$h_2 = \frac{k_2 \cdot C_h \cdot Re_2^y \cdot Pr_2^{1/3}}{d_e} = 12542,315 \cdot \left(\frac{1}{Np}\right)^{0,663} \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### Obtención del número de placas:

Tanto  $h_1$  como  $h_2$  son función del número de placas del intercambiador. Para saber el número total de estas solo queda resolver la ecuación planteada anteriormente:

$$U \cdot A = Np \cdot w \cdot L_p \cdot \left( \frac{1}{h_1} + R_{f1}'' + \frac{t}{k_p} + R_{f2}'' + \frac{1}{h_2} \right)^{-1}$$

$$U \cdot A = 0,020577 \cdot Np \cdot \left( \frac{0,0003}{13,994} + 0,0008 + 0,0006 + \left( \frac{1}{5819,297} + \frac{1}{12542,315} \right) \cdot \frac{1}{\left( \frac{1}{Np} \right)^{0,663}} \right)^{-1}$$

El número de placas debe ser forzosamente un número entero. A continuación se muestran resultados para varios números de placas, teniendo y no teniendo en cuenta las resistencias de ensuciamiento:

Número de placas (Np)	U·A (W/K)	U·A (W/K) sin tener en cuenta las resistencias de ensuciamiento
1	12,299	75,371
2	22,615	98,039
3	31,777	113,764
4	40,108	126,211
5	47,793	136,686
6	54,953	145,82
7	61,674	153,975
8	68,021	161,375
9	74,042	168,175
10	79,777	174,483

El factor de ensuciamiento condiciona enormemente la transferencia de calor en el intercambiador de calor, como se puede ver en los resultados. El número de placas que finalmente se va a utilizar es 10 porque los factores de ensuciamiento con los que se ha calculado el intercambiador, y que se han tomado del PCT [7], tienen carácter de mínimos.

Resistencias térmicas para el caso  $Np = 10$ :

Resistencia térmica	Valor de la resistencia térmica (W/K)
De convección del fluido 1 ( $R_1$ )	0,00384
De ensuciamiento relativa al fluido 1 ( $R_{f1}$ )	0,00389
De conducción ( $R_c$ )	0,00010
De ensuciamiento relativa al fluido 2 ( $R_{f2}$ )	0,00292
De convección del fluido 2 ( $R_2$ )	0,00178
Total de ensuciamiento ( $R_{f1}+R_{f2}$ )	0,00681
Total ( $R_1+R_{f1}+R_c+R_{f2}+R_2$ )	0,01253

De los valores de estas resistencias se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- La resistencia total de ensuciamiento ( $R_{f1}+R_{f2}$ ) supone más de la mitad de la resistencia térmica total. Esto implica que cuando el intercambiador de calor funcione por primera vez y, por tanto, no haya ensuciamiento en las placas, la eficiencia en la transferencia de calor será de en torno a 0,78 (calculado a partir de  $U \cdot A = 174,483$  W/K). Como consecuencia de esto, hasta que no se alcancen o sobrepasen unos valores de ensuciamiento como los tenidos en cuenta para este cálculo, la fracción solar obtenida será mayor que la prevista
- El valor de la resistencia térmica a la transferencia de calor por convección del fluido 1 ( $R_1$ ) es más del doble que el valor de la resistencia a la transferencia de calor por convección del fluido 2 ( $R_2$ ). Independientemente de que el conjunto de propiedades físicas de cada uno de los fluidos se presten mejor o peor a la transferencia de calor, una causa decisiva de esta diferencia es el caudal para cada uno de los flujos. En el caso del fluido 1, el valor del caudal lo impone el captador solar, ya que 80 l/h es el caudal nominal de este. En el caso del fluido 2, su caudal de 150 l/h es tan diferente del caudal del fluido 1 debido a que no se ha encontrado una bomba más “pequeña” que se adapte a las necesidades del circuito secundario. Aún así  $R_1$  y  $R_2$  son del mismo orden.

#### Calculo de la pérdida de carga de ambos fluidos a su paso por el intercambiador:

La pérdida de carga en un intercambiador de placas se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\Delta p = \frac{16 \cdot f_s \cdot \dot{m}^2 \cdot L_p}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot b^2 \cdot w^2 \cdot Np^2 \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17}} = \frac{16 \cdot f_s \cdot \dot{m}^2 \cdot L_p}{2 \cdot \rho \cdot d_e \cdot b^2 \cdot w^2 \cdot Np^2}$$

Donde:

$$f_s = \frac{K_p}{Re^z}$$

Tanto  $K_p$  como  $z$  son constantes de Kumar y los valores apropiados se pueden tomar de la tabla del anexo B. En el caso del fluido 1:

$$Re_1 = 1672,75 \left( \frac{1}{Np} \right) = 167,275$$

En este caso en el que el número de Reynolds es mayor que 100 y  $\beta$  es igual a  $30^\circ$ , las constantes de Kumar que corresponden son  $K_p$  igual a 2,990 y  $z$  igual a 0,183. Sustituyendo estos valores en la ecuación de la pérdida de carga se obtiene que para el fluido 1 la pérdida de carga es:

$$\Delta p_1 = \frac{16 \cdot K_p \cdot \dot{m}_1^2 \cdot L_p}{2 \cdot \rho_1 \cdot d_e \cdot Re_1^z \cdot b^2 \cdot w^2 \cdot Np^2} = 26,14 Pa$$

En el caso del fluido 2:

$$Re_2 = 4564,321 \left( \frac{1}{Np} \right) = 456,321$$

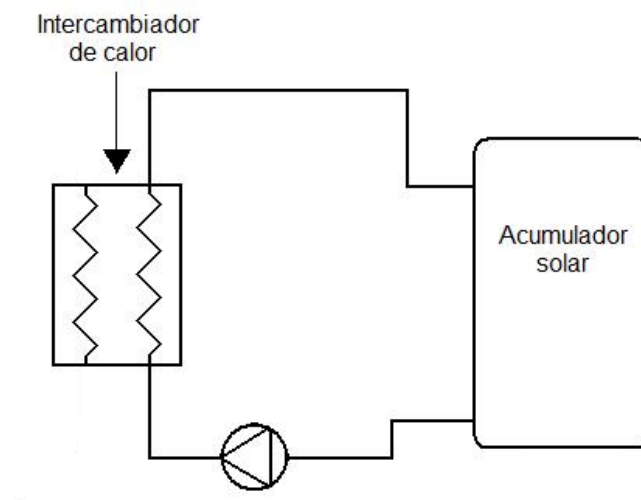
Se dan las mismas circunstancias que en el caso del fluido 1, de modo que las constantes de Kumar son las mismas:  $K_p$  igual a 2,990 y  $z$  igual a 0,183. La pérdida de carga en el fluido 2 a su paso por el intercambiador es entonces:

$$\Delta p_2 = \frac{16 \cdot K_p \cdot \dot{m}_2^2 \cdot L_p}{2 \cdot \rho_2 \cdot d_e \cdot Re_2^z \cdot b^2 \cdot w^2 \cdot Np^2} = 74,01 Pa$$

## 6. Elementos del circuito secundario

En este apartado se van a dimensionar los principales dispositivos del circuito secundario: El acumulador solar y la bomba de circulación, que moverá el agua entre el acumulador y el intercambiador.

El tipo de tuberías y aislante (coquillas) utilizadas en este circuito serán las mismas que las descritas en el apartado 5.1, aunque su longitud será mucho más pequeña: Intercambiador, acumulador solar y bomba de circulación estarán ubicados en la despensa de la cocina, en la planta baja, y se estima que la longitud total de los dos tramos de tubería rondará los 1,3 metros.



**Figura 31:** Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito secundario (reproducido a partir de imagen presente en [4])

## 6.1.Bomba del circuito secundario

Su ubicación dentro del circuito secundario será en el ramal que va desde el acumulador solar hasta el intercambiador de calor, siguiendo el sentido del fluido (véase figura 31).

### Cálculo de la pérdida de carga del circuito secundario:

Expresión para el cálculo de la pérdida de carga:

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \left[ \frac{L}{D} \cdot f + \sum K_i + 1 \right] + \Delta p_{IC}$$

Donde:

- $\rho$  es la densidad del agua, de valor 1000 kg/m<sup>3</sup>.
- $v$  es la velocidad del fluido que es igual a 0,82 m/s, correspondiente a un caudal de 150 litros a la hora.
- $L$  es la longitud total de todas las tuberías que componen el circuito secundario (7 metros en total)
- $D$  es el diámetro interior de las tuberías del circuito primario (8 mm)
- $f$  es el factor de fricción, tiene un valor de 0,031.
- $\sum K_i$  es el sumatorio de la longitud equivalente de las pérdidas puntuales de carga. Su valor se ha estimado que es 4,667.
- $\Delta p_{IC}$  es la pérdida de carga en el intercambiador de calor (74,01 Pa).

Sustituyendo estos valores, se obtiene que la pérdida de carga tiene un valor de:

$$\Delta p = 3673 Pa = 0,37 mca$$

Una bomba apta para trabajar con agua de consumo humano y adecuada para esta pérdida de presión y este caudal es el modelo “BWO 155 V” fabricado por “Vortex”. En la figura 32 puede verse su curva presión-caudal para el rango de velocidades de giro que va desde 2000 rpm a 3000 rpm y en la figura 33 puede verse su curva potencia-caudal.



Figura 32: Curva presión-caudal para la bomba BWO 155 V para un rango de velocidades que va desde 2000 repm hasta 3000 rpm (franja naranja) [27]

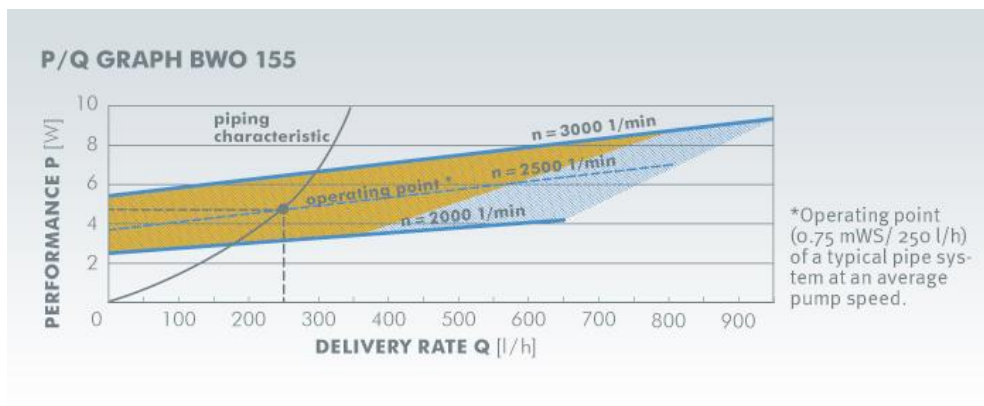


Figura 33: Curva potencia-caudal para la bomba BWO 155 V para un rango de velocidades que va desde 2000 rpm hasta 3000 rpm (franja naranja) [27]

Con un caudal de  $150 \text{ l/h}$  y una pérdida de carga de  $0,37$  la velocidad adecuada estaría en torno a  $2000 \text{ rpm}$ .

## 6.2.Acumulador solar

Este sistema de acumulación debe permitir acoplar en el tiempo la oferta de radiación solar y la demanda de agua caliente, al no ser estas simultaneas. Un criterio para elegir un volumen de acumulación apropiado lo proporciona la sección HE4 de [1] mediante la siguiente expresión:

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

Donde:

- A es el área de captación en metros cuadrados.
- V es el volumen de acumulación en litros.

En este caso, el área de captación es 1,77 metros, de modo que el volumen debería ser:

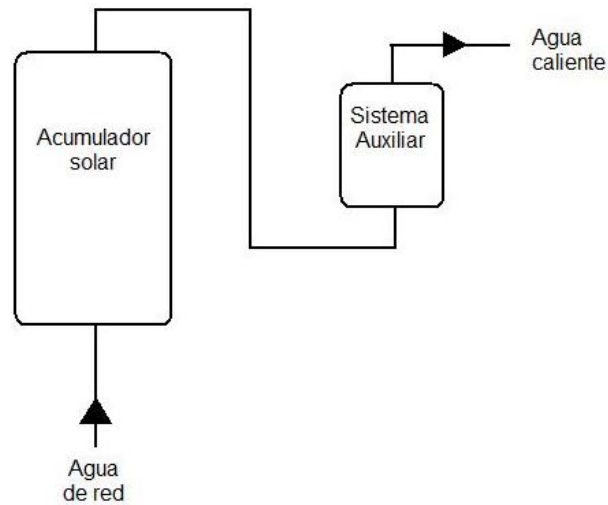
$$88,5 < V < 318,6$$

Siguiendo este criterio se ha elegido el acumulador solar vertical de 200 litros de capacidad comercializado por “Astersa aplicaciones solares S.A.”. Sus características son las siguientes:

- Diámetro: 550 mm.
- Altura: 1370 mm.
- Presión máxima de servicio: 8 bares.
- Temperatura máxima: 100°C.

El grado de estratificación considerado en los cálculos ( $E_t = 0,25$ , véase apartado 4.6) es acorde al tamaño y dimensiones del acumulador que se ha seleccionado.

## 7. Dimensionamiento del sistema auxiliar



**Figura 34:** Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito de consumo (reproducido a partir de imagen presente en [4])

Estará instalado en el lugar indicado en la figura 5. Se debe dimensionar no teniendo en cuenta la contribución de la parte solar de la instalación de modo que sea autosuficiente para dar respuesta a las necesidades de ACS en su totalidad.

El Real decreto 865/2003 [30] (legislación de aplicación en el ámbito del control y prevención de la legionelosis) no obliga a tomar medida alguna de prevención o control de la legionelosis en instalaciones ubicadas en viviendas unifamiliares, como la que se trata en este TFG. Aún así, se tomarán las siguientes medidas preventivas en el dimensionamiento:

- La instalación auxiliar debe permitir que se alcance una temperatura en el agua de 70°C.
- Si se tiene un depósito en el que no se garantiza alcanzar 60°C (como es el caso) debe haber otro posterior en el que sí se alcance.

Para estimar este sistema se ha tomado como referencia el DTIE 1.01 y su anexo [31]. Estos documentos técnicos están orientados principalmente a instalaciones ubicadas en edificios de viviendas y no a instalaciones ubicadas en viviendas unifamiliares. Aún así, proporcionan herramientas y criterios que son de aplicación al caso que nos ocupa.

El sistema que se va a dimensionar es un sistema de acumulación, para el que se van a estimar la potencia y el volumen adecuados a las necesidades de esta vivienda. La potencia ( $P$ ) y el volumen ( $V$ ) necesarios se obtienen resolviendo un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas. Estas se establecen sobre las hipótesis de mezcla perfecta de agua fría y caliente y pérdidas nulas a través de los cuerpos de los acumuladores y de las redes de distribución.



Datos:

- El consumo diario de agua a 60°C de la vivienda es 240 litros.
- Temperatura de preparación ( $t_p$ ): 60°C.
- Temperatura de uso ( $t_u$ ): 40°C.
- Temperatura del agua de red ( $t_r$ ): 10°C
- El periodo de punta (T) en el que se consume el 75% del consumo total diario se prolonga durante una hora.
- El caudal volumétrico medio de ACS demandado durante el periodo de punta ( $\dot{v}$ ) es de 0,05 l/s.
- El periodo de preparación ( $T_p$ ) se prolonga durante una hora.
- El caudal volumétrico medio de ACS demandado durante el periodo de preparación ( $\dot{v}_p$ ) es de 0,01 l/s.
- Densidad del agua considerada: 1kg/l
- Calor específico del agua considerado: 4,19 kJ/kg·K.

Primera ecuación: Balance de energía estacionario durante el periodo de punta (T) durante el cual la demanda de ACS es máxima y el agua acumulada se enfría desde  $t_p$  a  $t_u$ .

$$E_d = E_a + E_s$$

Donde:

- $E_d$  es la energía demandada por los usuarios durante el periodo T.

$$E_d = 4,19 \cdot \dot{v} \cdot T \cdot (t_u - t_e)$$

- $E_a$  es la energía almacenada en el volumen útil del depósito:

$$E_a = 4,19 \cdot V \cdot (t_p - t_u)$$

- $E_s$  es la energía suministrada por el intercambiador de calor:

$$E_s = P \cdot T$$

Segunda ecuación: Balance de energía durante el periodo de preparación ( $T_p$ ) durante el que se vuelve a preparar el agua elevando su temperatura en el depósito desde  $t_u$  hasta  $t_p$ .

$$E_{sp} = E_{dp} + E_a$$

Donde:

- $E_{sp}$  es la energía suministrada por el intercambiador de calor:

$$E_s = P \cdot T_p$$

- $E_{dp}$  es la energía demandada por los usuarios durante el periodo  $T_p$ :

$$E_{dp} = 4,19 \cdot \dot{v}_p \cdot T_p \cdot (t_u - t_e)$$

- $E_a$  es la energía que se debe almacenar en el depósito:

$$E_a = 4,19 \cdot V \cdot (t_p - t_u)$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$V = \frac{t_u - t_e}{t_p - t_u} \cdot \dot{v} \cdot T \cdot \frac{1 - \frac{\dot{v}_p}{\dot{v}}}{1 + \frac{T}{T_p}} = 108 \text{ l}$$

$$P = 4,19 \cdot \dot{v} \cdot (t_u - t_e) \cdot \left( 1 - \frac{1 - \frac{\dot{v}_p}{\dot{v}}}{1 + \frac{T}{T_p}} \right) = 3,771 \text{ kW}$$

El valor  $P$  debe ser corregido ya que se deben de tener en cuenta las pérdidas por disponibilidad. El DTIE 1.01 [31] estima que estas pérdidas suponen un 30% de la potencia anteriormente calculada. De modo que la potencia total que debe tener el sistema auxiliar ( $P_t$ ) es:

$$P_t = P + 0,3 \cdot P = 4,266 \text{ kW}$$

También existen pérdidas térmicas en la red de distribución de ACS. Estas corresponden al agua caliente no aprovechada que se queda en la tubería que conecta el depósito de agua caliente y un punto de consumo cualquiera, ya que la instalación de esta vivienda no dispone de recirculación. Estas pérdidas no se han tenido en cuenta en el cálculo de la potencia total.

Un dispositivo con unas características similares de volumen de acumulación y potencia a las arriba estimadas es el acumulador vitrificado de agua a gas “SDG120”, comercializado por “Saunier Duval”. Sus características principales son las siguientes:

- Capacidad nominal: 115 litros
- Instalación: Mural
- Potencia térmica nominal: 7 kW.
- Potencia térmica útil: 5,9 kW.
- Rendimiento térmico: 84,3%.
- Tiempo de calentamiento a 60°C (con una temperatura de entrada de 15°C): 64 min.
- Presión máx: 8 bares.
- Máxima temperatura de acumulación: 70°C.

La capacidad nominal es 7 litros mayor de la estimada y la potencia útil, 1,63 kW mayor también a la estimada. Con este dispositivo que es a la vez calentador y acumulador de ACS se evita adquirir tres equipos por separado (calentador, acumulador y bomba de circulación) para lograr el mismo objetivo. Este sistema auxiliar estará unido al acumulador solar mediante un tubo de cobre aislado con una coquilla como los descritos en el apartado 5.1. Su longitud será de, aproximadamente, 3,5 metros.

## 8. Sistema de control

El sistema de control asegurará el correcto funcionamiento de la instalación, procurando obtener un buen aprovechamiento de la energía solar captada y asegurando un uso adecuado de la energía auxiliar. Esto lo logrará actuando sobre las dos bombas de la instalación, la del circuito primario y la del circuito secundario, apagándolas o manteniéndolas en marcha en función de la temperatura registrada por dos sensores colocados en los siguientes puntos:

- A la salida del captador solar, registrando así la temperatura máxima del circuito primario ( $T_{cap}$ )
- En la parte baja del acumulador solar, registrando así la temperatura del agua impulsada por la bomba del circuito secundario hacia el intercambiador de calor ( $T_{acu}$ ).

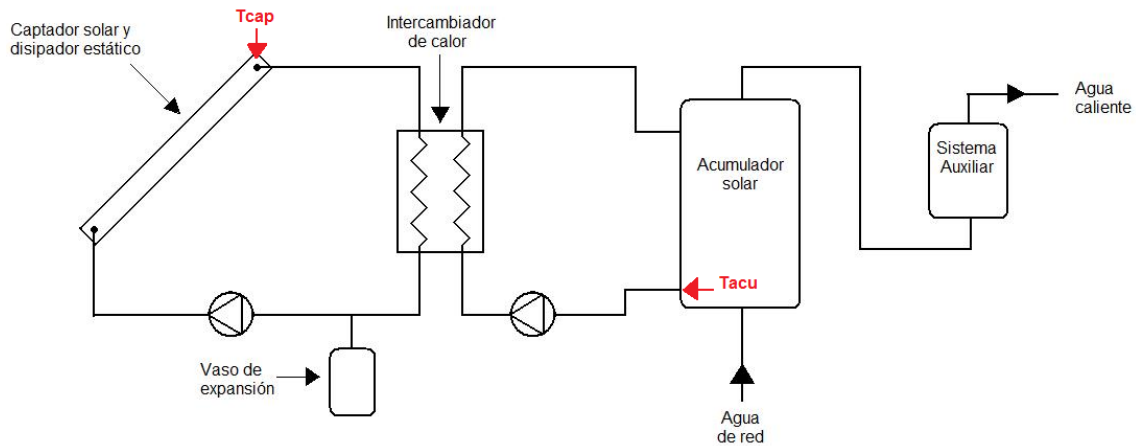


Figura 35: Esquema de la instalación con la ubicación de los sensores de temperatura conectados al sistema de control designados como  $T_{cap}$  y  $T_{acu}$  (reproducido a partir de imagen presente en [4])

Las condiciones de funcionamiento/paro de las bombas son las siguientes

- Activación de las bombas. Se produce cuando:
$$T_{cap} - T_{acu} = 6^{\circ}C$$
- Desactivación de las bombas. Se produce cuando:
$$T_{cap} - T_{acu} = 2^{\circ}C$$
- Desactivación de las bombas por temperatura máxima en el acumulador. Se produce con la siguiente condición (Histéresis  $2^{\circ}C$ ):
$$T_{acu} = 60^{\circ}C (T_{acu\_max})$$
- Desactivación de las bombas por temperatura máxima en el captador. El objetivo es proteger a los componentes del sistema. Esta temperatura máxima está condicionada por la máxima temperatura del vaso de expansión, que es la mínima máxima temperatura de trabajo de los elementos del circuito primario. Se produce con la siguiente condición (Histéresis de  $10^{\circ}C$ ):
$$T_{cap} = 100^{\circ}C (T_{cap\_max})$$

- Activación de las bombas para evitar que se congele el fluido caloportador: Cuando la temperatura en el captador es inferior a  $-13^{\circ}\text{C}$  (temperatura tres grados por encima de la de congelación del fluido de trabajo) las bombas se activan para evitar que el fluido de trabajo ni se congele ni se espese utilizando para ello el calor almacenado en el acumulador. Cuando se activen las bombas por la condición arriba descrita, el fluido que pase por la bomba estará a una temperatura fuera del rango de trabajo de esta.

Para lograr esto se instalará el termostato diferencial “Deltasol AL” fabricado por “Resol”, el cual cuenta con tres entradas para sondas de temperatura (de las cuales solo se usarán dos) y una salida (relé electromecánico a contacto intermitente) a la que se conectarán en paralelo las dos bombas.



Figura 36: Termostato diferencial “Resol Deltasol AL” [34]

## 9. Análisis económico

En este apartado primero se va a calcular cuánto le costaría a un particular poner en funcionamiento la instalación aquí tratada (precio de los equipos instalados y mano de obra en la instalación), después se va a calcular el dinero ahorrado en combustible y, por último se calculará el previsible periodo de amortización de la instalación, teniendo en cuenta las revisiones anuales de obligatorio cumplimiento (estipuladas en [1]). No se han tenido en cuenta los costes de ingeniería.

### Costo de poner en funcionamiento la instalación:

Concepto	P.V.P unidad (€)	Cantidad	P.V.P. (€)
Captador solar ECO 18	495	1	495
Estructura soporte del captador	120	1	120
Bomba circuito primario	653	1	653
Intercambiador de calor	599	1	599
Disipador estático	375	1	375
Vaso de expansión	19,77	1	19,77
Bomba circuito secundario	256,5	1	256,5
Acumulador solar	810	1	810
Tubería de cobre	2,93 (el metro)	32,47	84,88
Coquilla de aislante	3,99 (el metro)	32,47	115,59
racores	2,5	13	32,5
Sistema manual de llenado a presión	1	1	465
Garrafa de glicol (10 l)	47	1	47
Sistema auxiliar	567	1	567
Válvula de esfera	5,75	1	5,75
Válvula de resorte	13	1	13
Botellín con purgador manual	84,23	1	84,23
Termostato diferencial	200	1	200
Mano de obra (precio estimado)	-	-	400

Total: 5367,44 €

Precio tras impuestos (21% IVA): 6494,6 €

Ninguna de las administraciones ofrece subvención alguna a una instalación como esta, de modo que el precio final de la puesta en marcha es de 6494,6 €.

### Ahorro de combustible:

En el apartado 4.7 se calculó un ahorro de energía anual de 5034 MJ para la configuración finalmente elegida. Este cálculo se hizo bajo las hipótesis de que las pérdidas en el captador se referenciaban a su curva de normalización y de que no hay pérdidas de calor ni en las tuberías (del circuito primario y secundario) ni en el acumulador solar. En este apartado se van a mantener estas hipótesis.

En los siguientes cálculos de energía ahorrada no se van a tener en cuenta las pérdidas por disponibilidad que se producirían en la acumulación del sistema auxiliar. Estas pérdidas, aunque no influyen en la cantidad de energía aportada por la parte solar de la instalación, si que influirían en la contribución solar de sistema solar, que sería menor.

A continuación se va a hacer un cálculo del dinero ahorrado cada año en combustible (gas natural) gracias a la contribución solar antes mencionada del sistema solar al equipo auxiliar dimensionado en el apartado 4.7. Teniendo en cuenta que el rendimiento del sistema auxiliar es de 84,3%, la energía primaria ahorrada sería:

$$E.\text{primaria ahorrada} = \frac{E.\text{ahorrada}}{\text{Rend. del sist. aux.}} = 5971,53 \frac{\text{MJ}}{\text{año}} = 1672 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$$

El sistema auxiliar se ha elegido para obtener ACS, de modo que se supondrá un consumo de gas únicamente destinado a obtener ACS, por esto se va a considerar el precio de la energía que ofrece la tarifa de último recurso para consumos menores de 5000 kWh/año que es de 0,005727308 €/kWh (resolución del 28 de Enero de 2014 [35]). De modo que el dinero ahorrado cada año en gas natural sería de 115,87 euros (incluido el 21% de IVA).

### Previsible periodo de amortización:

Según establece la sección HE4 de [1], es obligatorio seguir un plan de mantenimiento en este tipo de instalaciones que, como mínimo implica una revisión anual en una instalación de este tipo, con menos de 20 m<sup>2</sup> de captación. El precio de este tipo de revisión anual está alrededor de los 90 € (108,9€ IVA incluido).

El ahorro anual que supone esta instalación resulta de restar al ahorro en combustible (115,87€/año) el precio del servicio de mantenimiento anual (108,9€/año), lo que resulta en un ahorro anual de 6,97€/año.

Siendo el precio de la instalación (puesta en marcha y materiales) de 6494,6€, esta instalación no es amortizable económicamente por ahorro de combustible. Aún si no se tiene en cuenta el precio del equipo auxiliar, que se ha elegido para abastecer las necesidades de ACS de la vivienda al 100%, la instalación seguiría siendo no amortizable.

Se ha de decir que una instalación de este tipo se acomete, no por cuestiones económicas, sino por la reducción del impacto ambiental que se consigue. Si bien la instalación no es económicamente abordable en una vivienda en uso, su precio, en obra

nueva, puede ser asumido como parte de su equipamiento sin excesivo incremento del precio de la misma. Ésa es la filosofía de la legislación actual.



## 10. Impacto medioambiental evitado

En este apartado se va a tratar el impacto medioambiental evitado por la instalación en su normal funcionamiento, lo que se traduce en calcular la cantidad de gases de efecto invernadero que se evita generar al no “quemar” el gas natural que en el apartado 9 se ha calculado que se ahorra.

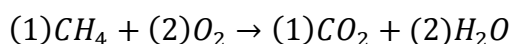
A parte de lo anterior debe saberse que también existe un impacto medioambiental negativo debido a la fabricación y transporte de los materiales que forman parte de la instalación, así como en su tratamiento una vez que llegan al final de su vida útil. El refrigerante también contribuye al impacto ambiental de la instalación, ya no solo por su fabricación y su tratamiento post servicio, sino también por las consecuencias de posibles fugas.

### Cálculo del CO<sub>2</sub> que se deja de emitir:

Este cálculo se hará en base al sistema auxiliar que forma parte de la instalación. Teniendo en cuenta que el acumulador de agua a gas no aprovecha el calor latente de vaporización del vapor de agua producido en la combustión, se debe utilizar el poder calorífico inferior del gas natural (PCI) para calcular la cantidad de este combustible ahorrado. El PCI del gas natural es de 37,6812 MJ/kg.

$$\text{Gas natural ahorrado} = \frac{\text{Energía primaria ahorrada}}{\text{PCI}} = \frac{5971,53}{37,6812} = 158,47 \text{ kg/año}$$

El gas natural es esencialmente metano. En el proceso de combustión del metano se producen dos sustancias: dióxido de carbono y vapor de agua. Ambos son gases de efecto invernadero aunque el realmente importante es el dióxido de carbono, ya que el vapor de agua acabará por condensarse. Para calcular la cantidad de dióxido de carbono que se evita generar se va a considerar la combustión estequiométrica de 158,47 kg/año de metano.



Entre paréntesis pueden verse el número de moles de cada sustancia, con los que la reacción queda ajustada. A continuación se muestran los pesos moleculares de las distintas sustancias que participan en la reacción:

Sustancia	Peso molecular (gr/mol)
CH <sub>4</sub>	16,04303
O <sub>2</sub>	31,99880
CO <sub>2</sub>	44,00995
H <sub>2</sub> O	18,01534

Teniendo en cuenta los pesos moleculares de las sustancias y los 159,47 kg/año de metano ahorrados se obtiene que, cada año, se evita la emisión de 434,722 kg. de CO<sub>2</sub>, es decir, se evita la emisión del 63,7% del CO<sub>2</sub> que emitiría el sistema auxiliar si tuviera que hacer frente al 100% de la demanda de ACS.

## 11. Conclusiones/Conclusions

Mediante la puesta en funcionamiento de esta instalación se conseguiría cubrir la contribución solar mínima exigida por la sección HE4 del CTE.

En cuanto a la superficie de captación, se han barajado distintas ubicaciones de esta en la cubierta de la vivienda, eligiendo finalmente la más conveniente económica y medioambientalmente. El aprovechamiento de esta instalación hubiera sido mayor si la cubierta hubiera permitido que el captador solar fuera orientado hacia el sur con una inclinación respecto a la horizontal de  $50^\circ$  (orientación e inclinación óptimas), en este caso la contribución solar obtenida hubiera sido un 3,7% mayor. Este resultado demuestra que es conveniente que en el proyecto de edificación se asigne a la superficie de captación una ubicación en la que se le pueda sacar el máximo provecho a los captadores solares.

En cuanto al resto de la instalación, se ha seguido el esquema “tradicional” compuesto de circuito primario, circuito secundario, circuito de consumo y acumulación centralizada. Se ha calculado cada uno de los elementos por separado logrando que todos juntos funcionen sin sobrepasar sus condiciones de trabajo extremas.

En lo referente al sistema auxiliar, a la hora de su elección se tuvo presente el riesgo de infección por Legionella. Un acumulador de agua a gas que puede calentar el agua hasta  $70^\circ\text{C}$  y mantenerla a esta temperatura hasta el momento de su consumo fue elegido, evitando así tener que instalar acumulador, calentador y bomba de circulación para obtener el mismo objetivo.

Finalmente, en el estudio económico se comprobó que la inversión económica que la instalación requiere no es amortizable, aunque el objetivo de esta no es ahorrar dinero sino reducir el impacto ambiental, reducción que se traduce en la emisión de 434,7 kg. de  $\text{CO}_2$  menos al año, lo que supone un 63,7% menos de lo que emitiría el sistema auxiliar seleccionado si no tuviera el apoyo solar.

If this installation works it will get the minimum solar contribution required by the section HE4 of CTE.

After consider the different options to place the collector surface on the house cover, we chose the most convenient place in an economic and environmental way. If the house cover allowed the collector be oriented in south (optimum orientation) with an inclination angle of  $50^\circ$  between ground and collector (optimum inclination) the approach of this installation would be 3,7% higher. This result showed that it is suitable to consider these types of installation in the building project in order to provide the best possible place to the solar collector.

The place of the rest components followed the classical scheme that it is composed of primary circuit, secondary circuit, consumption circuit and central accumulation. Each component of the installation has been calculated separately and all of them work within their operation range.

When the auxiliary system was chosen, the legionella infection risk was considered. The device picked was a gas storage water heater that can heat water to  $70^\circ\text{C}$  and

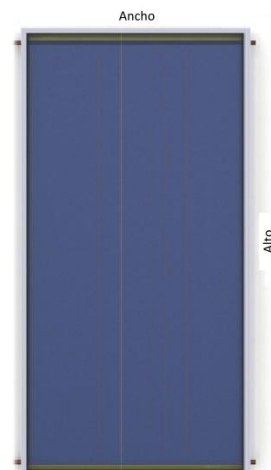
maintain this temperature until the water is consumed. A gas storage water heater was the choice to avoid the acquisition of a water storage device, a heater and a water pump to get the same goal.

The economic analysis came to the conclusion that this installation is not amortizable, although the principal purpose of it is not to save money: The principal purpose is to reduce the environmental damage of heat up water. This installations avoid the emission of 434,7 kg. of CO<sub>2</sub> per year, it means 63,7% less emissions than auxiliary system if it would work without solar support.

## Anexo A

### GAMA ECO

CAPTADOR SOLAR PLANO	ECO18	ECO20M
Área de apertura (m <sup>2</sup> )	1,77	1,96
Alto (mm)	1,860	2,056
Ancho (mm)	1,056	1,056
Fondo (mm)	73,4	73,4
Área total (m <sup>2</sup> )	1,96	2,17
Peso (kg)	30,6	34,0
Rendimiento (%)	74,60	74,60
Coef. de pérdidas a <sub>1</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)	4,570	4,570
Coef. de pérdidas a <sub>2</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )	0,012	0,012
Factor de corrección K <sub>(50)</sub>	0,94	0,94
Capacidad térmica efectiva (J/K·m <sup>2</sup> )	8,605	8,605
ABSORBEDOR		
Emisión (ε)/Absorción (α)(%)	5,0/95,0	5,0/95,0
Área del absorbedor (m <sup>2</sup> )	1,79	1,99
Material	Lámina de cobre	
Tratamiento selectivo	BLUETEC	
CUBIERTA FRONTAL		
Vidrio solar	Templado de alta transparencia, resistente y bajo contenido en hierro con espesor de 3,2 mm. Transmisividad > 91%	
CAJA		
Material	Aluminio extrusionado Al-6063 T5 anodizado y mecanizado	
Espesor (mm)	1,40	1,40
Juntas	Sellado estanco con silicona neutra y junta de EPDM entre vidrio solar y caja de aluminio	
Aislamiento	Lana mineral de alta densidad. ξ=0,035 W/m.K. δ media posterior 30 kg/m <sup>3</sup>	
Espesor del aislamiento posterior (mm)	20	20
Acabado posterior	Poliétileno 2 mm	
HIDRÁULICA		
Fluido caloportador	Agua más glicol	
Capacidad (l)	1,40	1,50
Caudal unitario recomendado (l/h)	80	90
Presión máxima de trabajo (bar)	10,0	10,0
Presión de prueba (bar)	16,0	16,0
Temperatura de estancamiento (°C)	198,7	198,7
Relación en parrilla (Ø22/Ø8) (n/n)	2/10	2/10
Conexiones externas	Tubo liso de cobre rígido de 22mm.	
Porta sonda integrado	Si	

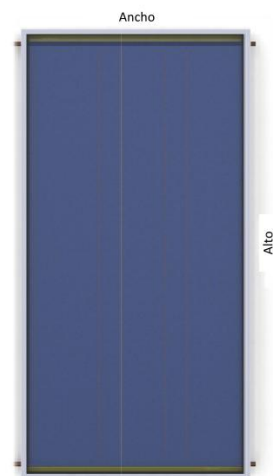


Fondo



## GAMA NEO

CAPTADOR SOLAR PLANO	NEO18	NEO20 M	NEO24	ECO26
Área de apertura (m²)	1,77	1,96	2,41	2,50
Alto (mm)	1,861	2,058	2,098	2,177
Ancho (mm)	1,056	1,056	1,256	1,256
Fondo (mm)	94,5	94,5	94,5	94,5
Área total (m²)	1,97	2,17	2,64	2,73
Peso (kg)	35,5	40,0	47,0	48,0
Rendimiento (%)	75,70	75,70	75,70	76,90
Coef. de pérdidas a <sub>1</sub> (W/m²·K)	3,994	3,994	3,994	3,957
Coef. de pérdidas a <sub>2</sub> (W/m²·K²)	0,009	0,009	0,009	0,010
Factor de corrección K <sub>(50)</sub>	0,94	0,94	0,94	0,94
Capacidad térmica efectiva (J/K·m²)	8,931	8,931	8,931	11,921
ABSORBEDOR				
Emisión (ε)/Absorción (α)(%)	5,0/95,0	5,0/95,0	5,0/95,0	5,0/95,0
Área del absorbedor (m²)	1,79	1,99	2,44	2,53
Material	Lámina de cobre			
Tratamiento selectivo	BLUETEC			
CUBIERTA FRONTAL				
Templado de alta transparencia, resistente y bajo contenido en hierro con espesor de 3,2 mm.				
Vidrio solar	Transmisividad > 91%			
CAJA				
Material	Aluminio extrusionado Al-6063 T5 mecanizado y anodizado posterior			
Espesor (mm)	1,50	1,50	1,50	1,50
Juntas	Sellado estanco con silicona neutra y junta de EPDM entre vidrio solar y caja de aluminio			
Aislamiento	Lana mineral de alta densidad.			
	ξ=0,035 W/m.K.			
	δ media posterior 30 kg/m³ y lateral 50 kg/m³			
Espesor del aislamiento posterior (mm)	40	40	40	40
Espesor del aislamiento lateral (mm)	20	20	20	20
Acabado posterior	Poliétileno 3 mm			
HIDRÁULICA				
Fluido caloportador	Agua más glicol			
Capacidad (l)	1,40	1,50	1,7	1,8
Caudal unitario recomendado (l/h)	80	90	108	117
Presión máxima de trabajo (bar)	10,0	10,0	10,0	10,0
Presión de prueba (bar)	16,0	16,0	16,0	16,0
Temperatura de estancamiento (°C)	212,1	212,1	212,1	212,1
Relación en parrilla (Ø22/Ø8) (n/n)	2/8	2/8	2/10	2/10
Conexiones externas	Tubo liso de cobre rígido de 22mm.			
Porta sonda integrado	Si			

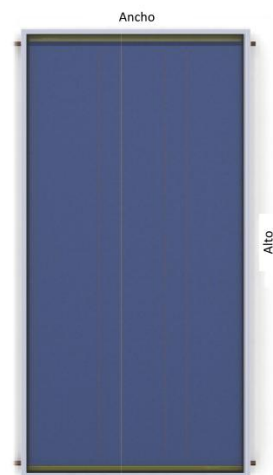


Fondo



## GAMA TOP

CAPTADOR SOLAR PLANO	TOP20	TOP24
Área de apertura (m <sup>2</sup> )	2,01	2,30
Alto (mm)	1,911	2,177
Ancho (mm)	1,161	1,161
Fondo (mm)	104,7	104,7
Área total (m <sup>2</sup> )	2,22	2,53
Peso (kg)	48,0	54,0
Rendimiento (%)	79,20	79,70
Coef. de pérdidas a <sub>1</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K)	3,722	3,756
Coef. de pérdidas a <sub>2</sub> (W/m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )	0,018	0,016
Factor de corrección K <sub>(50)</sub>	0,94	0,94
Capacidad térmica efectiva (J/K·m <sup>2</sup> )	11,388	12,504
ABSORBEDOR		
Emisión (ε)/Absorción (α)(%)	5,0/95,0	5,0/95,0
Área del absorbedor (m <sup>2</sup> )	2,03	2,32
Material	Lámina de cobre	
Tratamiento selectivo	BLUETEC	
CUBIERTA FRONTAL		
Vidrio solar	Templado de alta transparencia, resistente y bajo contenido en hierro con espesor de 4 mm. Transmisividad > 91%	
CAJA		
Material	Aluminio extrusionado Al-6063 T5 mecanizado y anodizado posterior	
Espesor (mm)	1,70	1,70
Juntas	Sellado estanco con silicona neutra y junta de EPDM entre vidrio solar y caja de aluminio Lana mineral de alta densidad.	
Aislamiento	ξ=0,035 W/m.K. δ media posterior 30 kg/m <sup>3</sup> y lateral 50 kg/m <sup>3</sup>	
Espesor del aislamiento posterior (mm)	50	50
Espesor del aislamiento lateral (mm)	20	20
Acabado posterior	Poliétileno 3 mm	
HIDRÁULICA		
Fluido caloportador	Agua más glicol	
Capacidad (l)	1,50	1,70
Caudal unitario recomendado (l/h)	90	108
Presión máxima de trabajo (bar)	10,0	10,0
Presión de prueba (bar)	16,0	16,0
Temperatura de estancamiento (°C)	205,4	205,4
Relación en parrilla (Ø22/Ø8) (n/n)	2/11	2/11
Conexiones externas	Tubo liso de cobre rígido de 22mm.	
Porta sonda integrado	Si	



## Anexo B

### CONSTANTES DE KUMAR PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE Y LA PÉRDIDA DE PRESIÓN EN INTERCAMBIADORES DE PLACAS.

Ángulo de chevron de las placas (grados)	Número de Reynolds	$C_h$	$y$	Número de Reynolds	$K_p$	$z$
$\leq 30$	$\leq 10$	0,718	0,349	$< 10$	50,000	1,000
	$> 10$	0,348	0,663	<b>10-100</b>	19,400	0,589
				<b><math>&gt; 100</math></b>	2,990	0,183
<b>45</b>	$< 10$	0,718	0,349	$< 15$	47,000	1,000
	<b>10-100</b>	0,400	0,598	<b>15-300</b>	18,290	0,652
	$> 100$	0,300	0,663	<b><math>&gt; 300</math></b>	1,441	0,206
<b>50</b>	$< 20$	0,630	0,333	$< 20$	34,000	1,000
	<b>20-300</b>	0,291	0,591	<b>20-300</b>	11,250	0,631
	$> 300$	0,130	0,732	<b><math>&gt; 300</math></b>	0,772	0,161
<b>60</b>	$< 20$	0,562	0,326	$< 40$	24,000	1,000
	<b>20-100</b>	0,306	0,529	<b>40-400</b>	3,240	0,457
	$> 400$	0,108	0,703	<b><math>&gt; 400</math></b>	0,760	0,215
$\geq 65$	$< 20$	0,562	0,326	$< 50$	24,000	1,000
	<b>20-500</b>	0,331	0,503	<b>50-500</b>	2,800	0,451
	$> 500$	0,087	0,718	<b><math>&gt; 500</math></b>	0,639	0,213



## Índice de figuras

<b>Figura 1:</b> Cubierta de la vivienda [3] .....	<b>7</b>
<b>Figura 2:</b> Distribución del semisótano [3] .....	<b>8</b>
<b>Figura 3:</b> Distribución de la planta baja [3] .....	<b>9</b>
<b>Figura 4:</b> Distribución de la primera planta [3] .....	<b>10</b>
<b>Figura 5:</b> Plano de fontanería de la planta baja [3] .....	<b>11</b>
<b>Figura 6:</b> Esquema de la instalación (reproducido a partir de imagen presente en [4]) .....	<b>12</b>
<b>Figura 7:</b> Esquema del captador solar en el que se puede ver el sentido del flujo (flechas) y donde se miden las temperaturas $t_{in}$ y $t_{e}$ .....	<b>16</b>
<b>Figura 8:</b> Ángulo de azimut ( $\alpha$ ) de las vertientes (elaboración propia a partir de plano de [3]) .....	<b>20</b>
<b>Figura 9:</b> Orientación e inclinación de los módulos ( $\alpha$ es positivo en la imagen) [7] .....	<b>21</b>
<b>Figura 10:</b> Porcentaje de energía respecto al máximo como consecuencia de las pérdidas por orientación e inclinación. Los puntos rojos indican la inclinación máxima y mínima en el caso de $\beta=20,8^\circ$ ; los puntos verdes indican la inclinación máxima y mínima en el caso de $\beta=55,8^\circ$ (los puntos rojos y verdes indicativos han sido añadidos a la imagen original tomada de [7]) ...	<b>22</b>
<b>Figura 11:</b> Gráfico en el que se muestra la temperatura diaria media mensual ( $^\circ\text{C}$ ) de agua fría para las capitales de provincia (elaboración propia a partir de datos de [1]) .....	<b>24</b>
<b>Figura 12:</b> Gráfico en el que se muestra la variación media del consumo mensual en viviendas en tanto por ciento (elaboración propia a partir de datos de [4]) .....	<b>24</b>
<b>Figura 13:</b> Concentración en peso de propilenglicol adecuada para cada temperatura de congelación. Aparece gráficamente obtenida la concentración recomendada para el caso de Toledo (diagrama tomado de [8] sobre el que se han trazado líneas rojas para mostrar el caso concreto descrito en este apartado) .....	<b>27</b>
<b>Figura 14:</b> Comparación gráfica de los valores mensuales medios diarios sobre la superficie de captación de la irradiancia total y sus componentes para el caso $\beta=20,8^\circ\text{C}$ .....	<b>35</b>
<b>Figura 15:</b> Comparación gráfica de los valores mensuales medios diarios sobre la superficie de captación de la irradiancia total y sus componentes para el caso $\beta=55,8^\circ$ .....	<b>36</b>
<b>Figura 16:</b> Esquema de la instalación con indicación del lugar en el que se dan las temperaturas que aparecen en el sistema de ecuaciones del método de cálculo (reproducido a partir de imagen presente en [4]) .....	<b>41</b>
<b>Figura 17:</b> Comparación gráfica de los valores mensuales de contribución solar de ambas configuraciones .....	<b>43</b>
<b>Figura 18:</b> Gráfico en el que se compara el valor de $R_b$ de cada mes para $\beta=20,8^\circ$ y para $\beta=55,8^\circ$ .....	<b>45</b>
<b>Figura 19:</b> Gráfico en el que se compara la irradiancia directa diaria media que llega al suelo ( $\beta=0^\circ$ ) y a las superficies de captación por los casos en los que $\beta=20,8^\circ$ y $\beta=55,8^\circ$ .....	<b>45</b>
<b>Figura 20:</b> Gráfico en el que se compara a lo largo de todo el año la demanda de energía diaria media de cada mes con la irradiancia diaria media que cada mes llega a los captadores en los casos de $\beta=20,8^\circ$ y $\beta=55,8^\circ$ .....	<b>46</b>
<b>Figura 21:</b> Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito primario (reproducido a partir de imagen presente en [4]) .....	<b>48</b>
<b>Figura 22:</b> Tuberías del circuito primario y longitud de los tramos de estas .....	<b>49</b>
<b>Figura 23:</b> Situación aproximada del captador solar sobre la cubierta de la vivienda. En línea discontinua aparecen las tuberías de ida (azul) y vuelta (rojo) al captador del circuito primario que discurren por debajo de la cubierta (imagen de la cubierta tomada de [3]) .....	<b>50</b>

<b>Figura 24:</b> Distintos elementos del disipador estático conectados al captador solar (imagen modificada a partir de original en [14]) .....	<b>53</b>
<b>Figura 25:</b> Circulación del fluido en la primera fase de funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original en [14]) .....	<b>53</b>
<b>Figura 26:</b> Circulación del fluido en la segunda fase del funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original tomada de [14]).....	<b>54</b>
<b>Figura 27:</b> Circulación del fluido en la tercera fase de funcionamiento del disipador estático (imagen modificada a partir de original en [14]) .....	<b>54</b>
<b>Figura 28:</b> Diagramas de funcionamiento de la bomba del circuito primario en el modo presión diferencial constante [17] .....	<b>56</b>
<b>Figura 29:</b> Diagramas de funcionamiento de la bomba del circuito primario en el modo presión diferencial variable [17] .....	<b>57</b>
<b>Figura 30:</b> Parte de la instalación considerada en el dimensionamiento del intercambiador de calor .....	<b>65</b>
<b>Figura 31:</b> Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito secundario (reproducido a partir de imagen presente en [4]) .....	<b>72</b>
<b>Figura 32:</b> Curva presión-caudal para la bomba BWO 155 V para un rango de velocidades que va desde 2000 repm hasta 3000 rpm (franja naranja) [27] .....	<b>74</b>
<b>Figura 33:</b> Curva potencia-caudal para la bomba BWO 155 V para un rango de velocidades que va desde 2000 rpm hasta 3000 rpm (franja naranja) [27].....	<b>74</b>
<b>Figura 34:</b> Parte del esquema de la instalación correspondiente al circuito de consumo (reproducido a partir de imagen presente en [4]).....	<b>76</b>
<b>Figura 35:</b> Esquema de la instalación con la ubicación de los sensores de temperatura conectados al sistema de control designados como Tcap y Tacu (reproducido a partir de imagen presente en [4]) .....	<b>80</b>
<b>Figura 36:</b> Termostato diferencial “Resol Deltasol AL” [34] .....	<b>81</b>

## Bibliografía

- [1] Documento básico HE ahorro de energía. Consulta el 17 de junio de 2014 en [http://www.codigotecnico.org/cte/export/sites/default/web/galerias/archivos/documentosCTE/DB\\_HE/DBHE-2013-11-08.pdf](http://www.codigotecnico.org/cte/export/sites/default/web/galerias/archivos/documentosCTE/DB_HE/DBHE-2013-11-08.pdf)
- [2] Atlas de radiación solar en España utilizando datos del SAF de clima de EUMESAT. Consulta el 17 de junio de 2014 en [http://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas\\_radiacion\\_solar/atlas\\_de\\_radiacion\\_24042012.pdf](http://www.aemet.es/documentos/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/atlas_radiacion_solar/atlas_de_radiacion_24042012.pdf)
- [3] PROYECTO BÁSICO Y DE EJECUCIÓN DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR EN JOSE VILLASEVIL MORENO ESQ. TRAVESIA RIO TAJO S/Nº BARGAS (TOLEDO)
- [4] Ruiz Hernandez, V.; López Lara, G.; Martínez Escribano, J. C. (2004) DTIE 8.03 Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria. Madrid. Atecyr.
- [5] UNE-EN 12975-2:2006. Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo.
- [6] Apuntes de la asignatura “Instalaciones de energías renovables”.
- [7] Idae. Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura: Instalaciones de energía solar térmica (PET-REV – enero 2009). Consulta el 17 de junio de 2014 en [http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos\\_5654\\_ST\\_Pliego\\_de\\_Condiciones\\_Tecnicas\\_Baja\\_Temperatura\\_09\\_082ee24a.pdf](http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_5654_ST_Pliego_de_Condiciones_Tecnicas_Baja_Temperatura_09_082ee24a.pdf)
- [8] Astersa aplicaciones solares S.A. Ficha técnica de captadores solares de las gamas ECO, NEO y TOP y “Manual de uso e instalación de captadores”. Consulta el 17 de junio de 2014 en [http://www.astersa.net/v\\_portal/index.asp](http://www.astersa.net/v_portal/index.asp)
- [9] Aemet. Consulta de datos extremos climatológicos en Toledo. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/efemerides\\_extremos](http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/efemerides_extremos)
- [10] Duffie, J.A; Beckman, W.A.(1991). Solar engineering of thermal processes. Wiley.
- [11] M. Conde Engineering. Thermophysical properties of brines. Consulta el 17 de junio de 2014 en <http://www.mrc-eng.com/Downloads/Brine%20Properties.pdf>

- [12] Aemet. Consulta de datos climatológicos normales en Toledo. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/datosclimatologicos/valoresclimatologicos>
- [13] Armacell. AF/Armaflex-Tarifa de precios 02/2014. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.armacell.com/WWW/armacell/ACwwwAttach.nsf/ansFiles/1\\_AF\\_Armaflex\\_PriceList2014\\_es\\_ES.pdf/\\$File/1\\_AF\\_Armaflex\\_PriceList2014\\_es\\_ES.pdf](http://www.armacell.com/WWW/armacell/ACwwwAttach.nsf/ansFiles/1_AF_Armaflex_PriceList2014_es_ES.pdf/$File/1_AF_Armaflex_PriceList2014_es_ES.pdf)
- [14] Caldia. Sistemas de llenado, purga y seguridad de instalaciones solares térmicas, geotermia. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.caldia.es/html/3676\\_Investigacion\\_Desarrollo\\_Electrico\\_Asturiano\\_S\\_L\\_I\\_DEASTUR\\_/files/16119\\_CAT%C3%81LOGO%20SOLAR%202011-2012.pdf](http://www.caldia.es/html/3676_Investigacion_Desarrollo_Electrico_Asturiano_S_L_I_DEASTUR_/files/16119_CAT%C3%81LOGO%20SOLAR%202011-2012.pdf)
- [15] Caldia. Manual: Disipador estático para instalaciones de energía solar térmica. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.caldia.es/html/3676\\_Investigacion\\_Desarrollo\\_Electrico\\_Asturiano\\_S\\_L\\_I\\_DEASTUR\\_/files/9378\\_manual%20disipasol.pdf](http://www.caldia.es/html/3676_Investigacion_Desarrollo_Electrico_Asturiano_S_L_I_DEASTUR_/files/9378_manual%20disipasol.pdf)
- [16] Caldia. Tarifa solar septiembre 2011. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.caldia.es/html/3676\\_Investigacion\\_Desarrollo\\_Electrico\\_Asturiano\\_S\\_L\\_I\\_DEASTUR\\_/files/16121\\_TARIFA%20SOLAR%202011.pdf](http://www.caldia.es/html/3676_Investigacion_Desarrollo_Electrico_Asturiano_S_L_I_DEASTUR_/files/16121_TARIFA%20SOLAR%202011.pdf)
- [17] Wilo. Ficha técnica: Wilo-Stratos ECO-STG 15/1-5-130. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://productfinder.wilo.com/es/ES/product/000000090002822f0001003a/fc\\_product\\_datasheet](http://productfinder.wilo.com/es/ES/product/000000090002822f0001003a/fc_product_datasheet)
- [18] Wilo. Wilo: Tarifa profesional de precios 2013. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.talleresrigo.com/files/descargas/BOMBAS%20WILO/Wilo%20-%20Tarifa%202013.pdf>
- [19] Wilo. Principios fundamentales de la tecnología de las bombas centrífugas. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.wilo.es/fileadmin/es/Downloads/pdf\\_entero.pdf](http://www.wilo.es/fileadmin/es/Downloads/pdf_entero.pdf)
- [20] Crespo Martínez, A. (2006) Mecánica de fluidos. Madrid. Paraninfo.
- [21] UNE-100155:2004 “Climatización: Diseño y cálculo de sistemas de expansión”
- [22] Cobre certificado. “Manual del tubo y accesorios de cobre” Anexo A. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.cobrecertificado.es/admin/uploads/docs/20140401154523.pdf>

- [23] Industrias Ibaiondo. “Tarifa 2013”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.almagruppo.com/new/files/pdfs/tarifas-proveedores/IBAIONDO-TARIFA-2013.pdf>
- [24] Alfa laval. “T2 Plate Heat Exchanger”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.alfalaval.com/solution-finder/products/gasketed-industrial-range-phe/Documents/T2.pdf>
- [25] Salvador Escoda. “Tarifa de calefacción – agua: Energías renovables (Solar/Aeroterminia/Agua)”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.salvadorescoda.com/tarifas/index.htm>
- [26] Incropera, F. P; De Witt, D. P. (1999) Fundamentos de transferencia de calor. Méjico. Prentice Hall.
- [27] Vortex. “High efficiency domestic hot wáter pumps blueone”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.deutsche-vortex.de/uploads/media/BWO\\_01en0057\\_en\\_brochure\\_02.pdf](http://www.deutsche-vortex.de/uploads/media/BWO_01en0057_en_brochure_02.pdf)
- [28] Kieback&Peter. “Catálogo tarifa 2013”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.kieback-peter-iberica.es/descargas.asp>
- [29] Astersa aplicaciones solares S.A. “Tarifa 2012”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.elprisa.com/wp-content/uploads/astersa/Tarifa%20ASTERSA%202012.pdf>
- [30] REAL DECRETO 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
- [31] Viti, A. (1996) DTIE 1.01: Preparación de agua caliente para usos sanitarios. Madrid. Atecyr.
- [32] Saunier Duval. “Acumuladores de agua a gas”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.saunierduval.es/stepone/data/downloads\\_sd/0a/00/00/acumuladores-catalogo-comercial.pdf](http://www.saunierduval.es/stepone/data/downloads_sd/0a/00/00/acumuladores-catalogo-comercial.pdf)
- [33] Saunier Duval. “Tarifa general 2014”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://clientes.saunierduval.es/tarifa/SD\\_Tarifa\\_Calefaccion.pdf](http://clientes.saunierduval.es/tarifa/SD_Tarifa_Calefaccion.pdf)
- [34] Resol. Manual de Deltasol AL. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.tutiendadeclimatizacion.es/dwn/Termostato-Resol-DeltaSol-AL.pdf>

[34] Resolución de 26 de diciembre de 2013, de la Dirección General de Política Energética y Minas, por la que se publica la tarifa de último recurso de gas natural. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <http://www.boe.es/boe/dias/2013/12/31/pdfs/BOE-A-2013-13804.pdf>

[35] Resolución de 28 de enero de 2014, de la Dirección General de Política Energética y Minas, por la que se corrigen errores en la de 26 de diciembre de 2013, por la que se publica la tarifa de último recurso de gas natural. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en <https://www.boe.es/boe/dias/2014/01/30/pdfs/BOE-A-2014-917.pdf>

[36] CNE. “El gas natural”. Consulta realizada el 17 de junio de 2014 en [http://www.cne.es/cne/doc/publicaciones/informe\\_sectores/1999/gas/chap2.pdf](http://www.cne.es/cne/doc/publicaciones/informe_sectores/1999/gas/chap2.pdf)